

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE
INGENIEROS INDUSTRIALES**

***ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL DE LA
ESTABILIDAD LATERAL EN VEHÍCULOS
CISTERNA. METODOLOGÍA PARA LA
DETERMINACIÓN DEL UMBRAL DE VUELCO***

TESIS DOCTORAL

Ángel Luis Martín López
Ingeniero Industrial Mecánico

MADRID 2013

Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales

Tesis Doctoral

***ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL DE LA
ESTABILIDAD LATERAL EN VEHÍCULOS
CISTERNA. METODOLOGÍA PARA LA
DETERMINACIÓN DEL UMBRAL DE VUELCO***

Autor

Ángel Luis Martín López

Ingeniero Industrial Mecánico

Director

Francisco Aparicio Izquierdo

Catedrático de Universidad

2013

En memoria de Prof. Dr. D. Andrés García Gracia

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi agradecimiento al profesor D. Francisco Aparicio Izquierdo, Director de esta Tesis, por el tiempo que me ha dedicado, su inestimable apoyo y sus valiosas aportaciones, que me han servido de estímulo y me han permitido la realización de este trabajo.

A D. Antonio Souto y D. Louis Delorme, por ilustrarme en el análisis experimental y la simulación del oleaje.

A D^a Teresa Vicente y D. Jesús Valdepeñas, por su inestimable ayuda para la instrumentación y realización de los ensayos con vehículos, a D. Daniel Arribas, por su ayuda en la generación de los modelos matemáticos.

A todos mis compañeros y amigos del INSIA que, de manera directa o indirecta, me han ayudado y/o apoyado en las distintas fases del trabajo.

Finalmente, a mi familia, por su apoyo incondicional, sin el cual, no me hubiera sido posible la finalización de esta Tesis Doctoral.

ÍNDICE

1	Introducción	1
2	Objetivos	7
3	Análisis del parque de vehículos y accidentología.	8
3.1	Análisis del parque de vehículos	8
3.2	Estudio de los accidentes con implicación de vehículos cisterna ocurridos en España	
	10	
4	Estado del arte.....	15
4.1	Introducción	15
4.2	Estudios relacionados con la dinámica del vehículo y su modelización	17
4.2.1	Cuantificación, predicción de la estabilidad lateral de un vehículo	17
4.2.1.1	Modelos y medidas estáticas	18
4.2.1.2	Modelos y medidas dinámicas	24
4.2.2	Dinámica del vehículo	30
4.3	Estudios sobre los fenómenos de oleaje	35
4.4	Análisis experimental del oleaje	37
4.5	Aproximación teórica de las frecuencias naturales	38
4.6	Modelos de equivalencia mecánica.....	42
4.6.1	Formas de amortiguar el efecto del oleaje.....	48
4.6.1.1	Mediante rompeolas	50
4.6.1.2	Mediante compartimentación	52
4.6.1.3	Por diseño óptimo	53
4.6.2	Fuerzas generadas por el movimiento del líquido.	54
4.6.3	Impacto hidrodinámico del oleaje	55
4.6.4	Dinámica de fluidos computacional	58
4.6.5	Estudios sobre dinámica vehicular con interacción fluido estructura	60
4.7	Normativa relacionada con la estabilidad lateral de vehículos	68
4.7.1	Normativa basada en requisitos geométricos	68
4.7.2	Normativa con requerimientos basados en ensayos cuasi-estáticos	69
4.7.2.1	Directiva 2001/85	69
4.7.2.2	Reglamento CEPE R-111	69
4.7.2.3	SAE J2180.....	69
4.7.2.4	ISO 16333:2011	70
4.7.2.5	Vehicle Inspectors Operations Manual	70
4.7.3	Ensayos dinámicos	70
4.7.3.1	SAE J2181. Maniobra circular o cuasi-estática.....	70
4.7.3.2	Maniobras de cambio de carril	71
4.7.3.3	Maniobras de doble cambio de carril	74
4.7.3.4	Maniobras de giro en curva	77
4.7.3.5	Otras maniobras	78

4.8 Conclusiones del estado del arte	79
5 Análisis del efecto de la carga líquida	83
5.1 Geometría de la sección transversal a estudio.....	83
5.2 Influencia en condiciones cuasi-estáticas.....	84
5.2.1 Sección circular	85
5.2.2 Sección elíptica.....	87
5.2.3 Sección ovalada modificada o panorámica	89
5.2.4 Sección rectangular	91
5.2.5 Momento suplementario de vuelco	96
5.2.5.1 Conclusiones del análisis cuasi-estático.....	103
5.3 Análisis experimental del oleaje de la carga líquida en condiciones dinámicas	104
5.3.1 Análisis dimensional y semejanza.....	105
5.3.2 Utillaje y equipo de ensayo	108
5.3.2.1 Maquetas	108
5.3.2.2 Mesa de oscilación	109
5.3.2.3 Instrumentación empleada.....	110
5.3.2.4 Matriz de ensayos.....	111
5.3.2.5 Adquisición y tratamiento de datos.....	112
5.3.2.5.1 Sistema de adquisición.....	112
5.3.2.5.2 Filtros empleados y rutinas de tratamiento de datos	113
5.3.2.5.3 Tratamiento digital de la imagen.....	113
5.3.3 Resultados del análisis experimental de las acciones dinámicas del oleaje	119
5.3.3.1 Frecuencias experimentales de oleaje	119
5.3.3.2 Aproximación teórica de las frecuencias naturales	126
5.3.3.3 Factor de amortiguamiento del oleaje	131
5.3.3.4 Aproximación teórica del cálculo del amortiguamiento	137
5.3.3.5 Fuerzas y momentos.....	140
5.3.3.5.1 Fuerzas y momentos en la sección oval	141
5.3.3.5.2 Fuerzas y momentos en la sección rectangular	145
5.3.3.5.3 Fuerzas y momentos en la sección circular.....	149
5.3.3.5.4 Fuerzas y momentos en la sección elíptica	152
5.3.3.6 Conclusiones del análisis experimental.....	155
5.4 Influencia en condiciones dinámicas.....	159
5.4.1 Métricas de validación de ensayos	159
5.4.2 Analogías mecánicas de péndulo.....	161
5.4.3 Determinación analítica de los parámetros del péndulo.....	164
5.4.4 Procedimiento de identificación de parámetros.....	167
5.4.5 Resultados de la determinación del valor de los parámetros.....	171
5.4.5.1 Sección ovalada.....	171
5.4.5.2 Sección circular.....	173

6.2.6.3.2	Vehículo con los tanques al 50% de factor de llenado.....	251
6.2.6.3.3	Vehículo con los tanques al 100% de factor de llenado.....	253
6.2.6.3.4	Análisis comparando la influencia del factor de llenado en los ensayos de cambio de carril	254
6.2.6.4	Maniobra de doble cambio de carril.....	261
6.2.6.4.1	Vehículo con los tanques vacíos	261
6.2.6.4.2	Vehículo con los tanques al 50% de factor de llenado.....	264
6.2.6.4.3	Vehículo con los tanques al 100% de factor de llenado.....	268
6.2.6.4.4	Análisis comparando la influencia del factor de llenado en los ensayos de doble cambio de carril	272
6.3	Conclusiones del análisis experimental de la estabilidad lateral de los vehículos cisterna	274
7	Metodología de verificación de la estabilidad lateral de los vehículos cisterna que incluya el efecto de la carga líquida	277
7.1	Modificación del método de cálculo del reglamento 111	277
7.2	Modelos cuasi-estáticos con rigidez torsional e interacción de la carga líquida....	279
7.2.1	Modelo de un vehículo con eje rígido en ambos ejes.....	285
7.2.2	Modelo de un vehículo con suspensión independiente y eje rígido	289
7.2.3	Modelo de un vehículo con más de dos ejes	293
7.2.4	Modelos cuasi-estáticos con momento suplementario de vuelco.....	294
7.3	Modelos cuasi-estáticos con ponderación del oleaje.....	296
7.4	Modelización dinámica	299
7.4.1	Modelos multi-cuerpo con carga líquida.....	299
7.4.1.1	Validación del modelo	301
7.4.1.1.1	Maniobra de giro estacionario en vacío	304
7.4.1.1.2	Maniobra de doble cambio de carril en vacío	307
7.4.1.1.3	Maniobra de cambio de carril en vacío	309
7.4.1.1.4	Maniobra de slalom en vacío	311
7.4.1.1.5	Maniobra de giro estacionario lleno (100% f.d.II)	312
7.4.1.1.6	Maniobra de doble cambio de carril lleno (100% f.d.II)	315
7.4.1.1.7	Maniobra de cambio de carril lleno (100% f.d.II).....	318
7.4.1.1.8	Maniobra de slalom lleno (100% f.d.II)	319
7.4.1.1.9	Maniobra de giro estacionario a media carga (50% f.d.II)	321
7.4.1.1.10	Maniobra de cambio de carril a media carga (50% f.d.II)	324
7.4.1.1.11	Maniobra de doble cambio de carril a media carga (50% f.d.II) 328	
7.4.1.1.12	Maniobra de slalom a media carga (50% f.d.II)	332
7.4.1.2	Influencia de factores externos en el error	339
7.4.1.3	Conclusiones de la validación del modelo	341
7.5	Comparación entre maniobras.....	342

7.5.1	Influencia del radio en las maniobras circulares.	342
7.5.2	Comparación entre maniobras de esquivas	345
7.5.3	Influencia de la carga líquida.	350
8	Resumen de los trabajos realizados y principales conclusiones	353
8.1	Resumen de los trabajos realizados.....	353
8.2	Esquema conceptual de la tesis.	359
8.3	Conclusiones	360
9	Aportaciones	363
10	Futuros desarrollos.....	367
11	Publicaciones derivadas de los trabajos desarrollados.....	368
12	Bibliografía	370
13	Anexos.....	389

ÍNDICE DE FIGURAS

figura 1	Desplazamiento del cdg de la carga líquida.....	4
figura 2	Vehículo considerado como sólido rígido	18
figura 3	Ejemplo de respuesta estática de un vehículo de 2 ejes [234][10].....	20
figura 4	Respuesta estática de un tractor-semirremolque Aparicio (1995)[10] y Winkler (2000)[234][235]	21
figura 5	Vehículo flexible. Ecuación fundamental al balanceo.....	23
figura 6	Amplificación de la aceleración lateral.....	25
figura 7	Tipología de vuelcos, causas y vías de actuación (E. Dahlberg et al [42][43])	31
figura 8	Comparación entre ensayos dinámicos y estáticos. (Delanne [48]).....	33
figura 9	Frecuencia de los modos de oleaje en una sección circular	39
figura 10	Modelo de péndulo lineal.....	45
figura 11	Modelo con ligeras no linealidades.....	45
figura 12	Modelo con impacto hidrodinámico	46
figura 13	Frecuencia natural para un tanque cilíndrico Dodge.[57].....	46
figura 14	Analogía de péndulo desarrollada por Ranganathan [176] y sus parámetros.....	47
figura 15	Péndulo trammel.	47
figura 16	Modelo con 1 masa oscilante	48
figura 17	Rompeolas utilizados en los actuales vehículos cisterna	49
figura 18	Dependencia del límite de vuelco con la frecuencia [125] y [103]	51
figura 19	Comportamiento al vuelco en función del porcentaje de carga y de la fracción de líquido que puede sufrir oleaje [235]	53
figura 20	Resultados del proceso de optimización Ziriani [247]	54
figura 21	Variación de la fuerza de impacto entre el péndulo y las paredes para varios exponentes n.....	56
figura 22	Cambio de carril sencillo	73
figura 23	Maniobra de cambio de carril propuesta por [41].....	74
figura 24	Maniobra de doble cambio de carril IVECO	75
figura 25	Maniobra de doble cambio de carril NATO (AVTP 03-160).....	75
figura 26	Consumers Union Short Course.....	76
figura 27	Maniobra de emergencia de cambio de carril de ISO 3888 Parte 2.....	76
figura 28	Maniobra de emergencia de cambio de carril de TOP.....	76
figura 29	Maniobras de doble cambio de carril. Xiquiand [244]	77
figura 30	Maniobra J-Turn	78

figura 31	Maniobra Fishhook	78
figura 32	Geometrías de virola más comunes	84
figura 33	Sección transversal de las virolas más comunes	84
figura 34	Posición del centro de gravedad en posición en horizontal y durante el ensayo	84
figura 35	Desplazamiento del cdg para una sección circular	86
figura 36	Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del factor de llenado	86
figura 37	Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del factor de llenado	86
figura 38	Desplazamiento del cdg para una sección elíptica	87
figura 39	Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función de ángulo de inclinación	88
figura 40	Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del ángulo de inclinación	88
figura 41	Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del factor de llenado	88
figura 42	Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del factor de llenado	89
figura 43	Desplazamiento del cdg para una sección ovalada	89
figura 44	Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del ángulo de inclinación	90
figura 45	Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del ángulo de inclinación	90
figura 46	Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del factor de llenado	90
figura 47	Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del factor de llenado	91
figura 48	Desplazamiento del cdg para una sección rectangular	91
figura 49	Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del ángulo de inclinación	92
figura 50	Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del ángulo de inclinación	92
figura 51	Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del factor de llenado	92
figura 52	Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del factor de llenado	93
figura 53	Comparación del desplazamiento horizontal y vertical del cdg en función del factor de llenado (mm)	95
figura 54	Momento suplementario de vuelco para las secciones en estudio (N*m)	98

figura 55	Sistema de referencia para el cálculo de momentos	99
figura 56	Desplazamiento del centro de gravedad de la carga líquida en el ensayo sobre plataforma. Momento suplementario de vuelco.....	99
figura 57	Momento suplementario de vuelco para una sección circular	99
figura 58	Momento suplementario de vuelco para una sección elíptica	100
figura 59	Momento suplementario de vuelco para una sección ovalada.....	100
figura 60	Momento suplementario de vuelco para una sección rectangular	100
figura 61	Comparación entre momentos suplementario de vuelco entre geometrías de virola	103
figura 62	Sección transversal de las maquetas de ensayo escaladas (mm)	105
figura 63	Maquetas y mesa de oscilación.....	109
figura 64	Patines deslizantes	109
figura 65	Cilindro de accionamiento y sensor de desplazamiento.	109
figura 66	Plataforma y célula de carga	110
figura 67	Esquema de la célula de carga	110
figura 68	Esquema de la matriz de ensayos.....	112
figura 69	Programa de adquisición empleado en los ensayos con tanques a escala	113
figura 70	Esquema de las rutinas de procesamiento de los datos de ensayo	114
figura 71	Rectificación de objetos	115
figura 72	Imagen original con los puntos empleados en la transformación	116
figura 73	Imagen rectificada y medida de la sección circular	116
figura 74	Imágenes del proceso de reconocimiento de los bodes de una imagen	117
figura 75	Ejemplo de validación de la rutina de tratamiento de imágenes.....	117
figura 76	Comparación entre desplazamiento real y calculado de la imagen.	118
figura 77	Trayectoria del centro de gravedad. Imagen Vs. CFD.....	118
figura 78	Rotura de la ola en los finales de carrera del cilindro de excitación....	119
figura 79	Excitación del tanque, con indicación de zonas de cálculo.	120
figura 80	Fuerza transversal	121
figura 81	Momento en el eje x.....	121
figura 82	Frecuencia del 1 ^{er} modo de oleaje para la sección Oval	122
figura 83	Frecuencia del 1 ^{er} modo de oleaje para la sección Rectangular.....	122
figura 84	Frecuencia del 1 ^{er} modo de oleaje para la sección circular.....	122
figura 85	Frecuencia del 1 ^{er} modo de oleaje para la sección elíptica	123
figura 86	Polinomios de ajuste de la frecuencia de oleaje en función del factor de llenado.....	124
figura 87	Elipse generalizada para $n > 2$	125

figura 88	Variación de la f fundamental con respecto a la rectangular	125
figura 89	Frecuencia de giro de volante. Recorrido interurbano y vehículo rígido de 2 ejes.....	126
figura 90	Representación de un fluido perturbado, y sometido a un campo gravitacional.....	127
figura 91	Oscilación del líquido en su primer modo, en un recipiente rectangular	128
figura 92	Sección circular y equivalente rectangular	129
figura 93	Frecuencias de oscilación, teóricas y experimentales.	130
figura 94	Frecuencias de oscilación, teóricas y experimentales.	131
figura 95	Decremento logarítmico de la amplitud.....	132
figura 96	Ancho de banda.....	133
figura 97	Factor de amortiguamiento sección Oval.....	134
figura 98	Ajuste de la envolvente para el cálculo del amortiguamiento	134
figura 99	Factor de amortiguamiento sección Rectangular	135
figura 100	Respuesta libre en sección rectangular F. excitación 1,8 Hz f.d.lI 87,5%	136
figura 101	Respuesta a impulso de 10 mm sección rectangular.....	136
figura 102	Factor de amortiguamiento sección Elíptica.....	137
figura 103	Factor de amortiguamiento sección Circular	137
figura 104	Amortiguamiento y factores C_1 y n_1 para cálculo teórico sección Oval	138
figura 105	Amortiguamiento y factores C_1 y n_1 de cálculo teórico sección Rectangular	139
figura 106	Amortiguamiento y factores C_1 y n_1 de cálculo teórico sección Elíptica	139
figura 107	Amortiguamiento y factores C_1 y n_1 de cálculo teórico sección Circular	139
figura 108	Medidas experimentales.....	140
figura 109	Amplitud F_y y M_x sección Ovalada	141
figura 110	Sección Oval, f: 1,2 Hz f.d.lI 50% (izquierda) 75% (derecha)	142
figura 111	Trayectorias del cdg con llenado del 50 y del 75% en la sección Oval	142
figura 112	Porcentaje de F_y y M_x respecto a la sección llena para sección Oval ..	143
figura 113	Amplitud F_y para amplitudes de la excitación de 5, 10 y 15 mm sección Oval.....	145
figura 114	Amplitud M_x para amplitudes de la excitación de 5, 10 y 15 mm sección Oval.....	145

figura 115	Amplitud F_y y M_x sección rectangular.....	146
figura 116	Porcentaje de F_y y M_x respecto a la sección llena para sección Rectangular	147
figura 117	Trayectorias del cdg con llenado del 62.5 y del 75% Rectangular	147
figura 118	Amplitud F_y sección rectangular con excitación de 5 10 y 15 m.....	148
figura 119	Amplitud M_x sección rectangular con excitación de 5 10 y 15 m	148
figura 120	Amplitud F_y y M_x sección circular.....	149
figura 121	Porcentaje de F_y y M_x respecto a la sección llena para sección Circular	150
figura 122	Amplitud F_y sección circular, con excitación de 5 10 y 15 m	151
figura 123	Amplitud M_x sección circular, con excitación de 5 10 y 15 m	151
figura 124	Amplitud F_y y M_x sección elíptica	152
figura 125	Trayectorias del cdg con llenado del 37,5% y del 50% elíptica	153
figura 126	Porcentaje de F_y y M_x respecto a la sección llena para sección Elíptica	154
figura 127	Amplitud F_y sección circular, con excitación de 5 10 y 15 m	154
figura 128	Amplitud M_x sección circular, con excitación de 5 10 y 15 m	155
figura 129	Factor de amplificación de las secciones	157
figura 130	Ejemplo de señal temporal con respuesta pulsante o "beating".....	158
figura 131	Ejemplo de respuesta pulsante o"beating", en el dominio de la frecuencia	159
figura 132	Señales de ejemplo del resultado de la métrica de validación empleada	161
figura 133	Esquema de fuerzas de una masa oscilante.....	162
figura 134	Esquema del péndulo amortiguado con impacto disipativo	164
figura 135	Área de cálculo real y equivalente por umbrales	165
figura 136	Masas efectiva y suspendida y posición relativas.....	166
figura 137	Esquema de estimación de los parámetros.....	169
figura 138	Modelo de Simulación de la analogía	169
figura 139	Ecuación del péndulo no lineal con efecto disipativo e impacto	170
figura 140	Comparación entre F_y y M_x experimental y simulada. Sección Oval.	171
figura 141	Comparación entre FFT de F_y y M_x experimental y simulada. Sección Oval.....	172
figura 142	FFT de F_y de la señal completa. Sección Oval. F.d.II. 50%. Pico de excitación.	172
figura 143	FFT de M_x de la señal completa. Sección Oval. F.d.II. 50%. Respuesta libre	173

figura 144	Comparación entre F_y experimental y simulada. Sección Circular.....	174
figura 145	Comparación entre M_x experimental y simulada. Sección Circular ...	174
figura 146	FFT de F_y de la señal completa. Sección Circular. F.d.II. 50%. Pico de excitación.	175
figura 147	FFT de M_x de la señal completa. Sección Circular. F.d.II. 50%. Respuesta libre	175
figura 148	Resultados experimentales y del modelo (Sección elíptica 12,5%, 10 mm y 1 Hz).....	176
figura 149	FFT de F_y de la señal completa. Sección Elíptica. F.d.II. 50%. Pico de excitación.	176
figura 150	FFT de M_x de la señal completa. Sección Elíptica. F.d.II. 50%. Respuesta libre	177
figura 151	Comparación entre F_y y M_x experimental y simulada. Sección Rectangular	178
figura 152	Comparación entre FFT F_y y M_x experimental y simulada. Sección Rectangular	178
figura 153	FFT de F_y de la señal completa. Sección Rectangular. F.d.II. 50%. Pico de excitación.	178
figura 154	FFT de M_x de la señal completa. Sección Rectangular. F.d.II. 50%. Respuesta libre	179
figura 155	Masa oscilante y fija Teórica vs. Estimada por ensayos en función del f.d.II.	180
figura 156	Oleaje típico de aguas poco profundas en la sección Rectangular	181
figura 157	Propiedades del fluido.....	187
figura 158	Discretización efectuada en la sección Oval.....	187
figura 159	Validación de Fuerza y Momento: Oval 75% imp. 10 mm	188
figura 160	Validación de Fuerza y Momento: Oval 50% Amp. +/- 10 mm Frec: 1 Hz.....	188
figura 161	Zoom en la zona de excitación forzada en la validación de Fuerza y Momento: Oval 50% Amp. +/- 10 mm Frec: 1 Hz	189
figura 162	Zoom en la zona de respuesta libre en la validación de Fuerza y Momento: Oval 50% Amp. +/- 10 mm Frec: 1 Hz	189
figura 163	Diseño de un tanque con deflectores "TLD" embebidos	191
figura 164	Variables de diseño empleadas	193
figura 165	Excitación considerada en la optimización.....	194
figura 166	Respuesta de los deflectores en cada uno de los casos evaluados.	195
figura 167	Esquema de la optimización de los deflectores usando RN y AG.....	196

figura 168	Resultados CFD vs. ANN	196
figura 169	Caso extremo de compartimentación con pared vertical	197
figura 170	Mejora en x del diseño óptimo de rompeolas	198
figura 171	Mejora en Fy y Mx del diseño optimo (azul) frente al original (rojo).	198
figura 172	Secuencia del oleaje en el diseño optimizado	199
figura 173	Notación en el ensayo de vuelco	201
figura 174	Aceleración lateral simulada en un ensayo sobre plataforma	202
figura 175	Soporte lateral de los neumáticos	203
figura 176	Colocación de los sensores en los ensayos sobre plataforma de estabilidad	205
figura 177	Cotas para determinar la rigidez de una estabilizadora.....	209
figura 178	Ensayo de rigidez radial 385/55R22.5	209
figura 179	Gráfica de rigidez radial 385/55R22.5	210
figura 180	Sección de transversal de la virola cisterna del vehículo de ensayo	211
figura 181	Maniobra circular	211
figura 182	Maniobra de cambio de carril simple.....	212
figura 183	Ensayo de cambio de carril simple	212
figura 184	Maniobra de doble cambio de carril	212
figura 185	Ensayo de doble cambio de carril	213
figura 186	Maniobra de slalom con separación de 17 m.....	213
figura 187	Maniobra de slalom con separación de 17 m.....	213
figura 188	Localización de las zonas de pruebas	214
figura 189	Plano del vehículo tractor y localización sensores.....	219
figura 190	Plano del semirremolque y localización de los sensores	220
figura 191	Esquema de montaje del sensor de la dirección.....	221
figura 192	Curva de ajuste del giro de volante	221
figura 193	Giro medio en las ruedas Poner el dibujo con las dos ruedas	222
figura 194	Esquema de cálculo del balanceo	223
figura 195	Esquemas de velocidades promedios en cada maniobra.....	225
figura 196	Regresión logística en los ensayos circulares con f.d.11. 50%.....	231
figura 197	Regresión logística en los ensayos circulares con f.d.11. 100%.....	232
figura 198	Estructura de la red neuronal empleada para el umbral de vuelco.....	233
figura 199	Umbral de vuelco vía red neuronal	233
figura 200	Resultados de ensayo con 50% y 100% factor de llenado sin vuelco .	234
figura 201	Resultados de ensayo con 50% y 100% factor de llenado con vuelco	234
figura 202	Resultados del ensayo “E25”	237
figura 203	Resultados comparados de ensayos SLA con f.d.11. 50% y 100% con y	

sin vuelco	243
figura 204 Regresión logística binaria de los resultados en SLA y f.d.l.50%.....	246
figura 205 Regresión logística binaria de los resultados en SLA y f.d.l.100%....	247
figura 206 Gráficas de medidas en ensayo de CC f.d.l. 0% "E13"	250
figura 207 Resultados comparados de ensayos CC con f.d.l. 50% y 100% con y sin vuelco	255
figura 208 Ajuste y predicción del umbral con RLB en los cambio de carril con f.d.l. 50%.....	258
figura 209 Regresión logística de los ensayos CC con f.d.l. 100%.....	260
figura 210 Lecturas de los sensores en el DCC f.d.l. 0% "E11"	263
figura 211 Regresión logística de los ensayos DCC y f.d.l. 50%.....	268
figura 212 Regresión logística de los umbrales en los ensayos DCC con f.d.l 100%	272
figura 213 Análisis comparando la influencia del factor de llenado en los ensayos de DCC.....	273
figura 214 Vía efectiva	278
figura 215 Transferencia de carga	280
figura 216 Efecto de la rigidez lateral de los neumáticos.....	281
figura 217 Altura del tope lateral.....	281
figura 218 Vista de un lateral de un eje dotado con ruedas gemelas.....	282
figura 219 Sección suspensión independiente	284
figura 220 Sección con eje rígido	284
figura 221 Efecto de la torsión del bastidor.....	285
figura 222 Representación del modelo de un vehículo completo de dos ejes rígidos (10 gdl).....	285
figura 223 Representación del modelo de un vehículo completo con suspensión independiente delantera y eje rígido trasero (10 gdl).....	290
figura 224 Foto de ensayo con despegue independiente de los ejes del semirremolque.....	294
figura 225 Esquema de un vehículo con 5 ejes y secciones a considerar.....	294
figura 226 Resultados con cálculo cuasi-estático y coef. de ponderación.....	298
figura 227 Esquema del modelo de simulación propuesto	300
figura 228 Esquema del modelo de simulación acoplado vehículo-fluido.....	301
figura 229 Analogía mecánica de simulación de la carga líquida incluida en el modelo de vehículo	301
figura 230 Procedimiento de validación experimental de un modelo físico	302
figura 231 Aceleración lateral en maniobra circular	304

figura 232	Velocidad de ensayo en maniobra circular (km/h)	305
figura 233	Recorridos de la suspensión en rojo y azul simulados y amarillo y rosa experimentales(mm).....	306
figura 234	Ángulos de balanceo del vehículo (°)	306
figura 235	Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras circulares, f.d.II. 0%	307
figura 236	Aceleración lateral en DCC. F.d.II. 0%	308
figura 237	Recorridos suspensión en DCC. F.d.II. 0%.....	308
figura 238	Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras DCC, f.d.II. 0%	309
figura 239	Aceleración lateral en maniobra cambio de carril, f.d.II. 0%.....	310
figura 240	Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras CC, f.d.II. 0%.....	310
figura 241	Aceleración lateral en maniobra slalom, f.d.II. 0%.....	311
figura 242	Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras Slalom, f.d.II. 0%	312
figura 243	Aceleración lateral en la maniobra circular 100% f.d.II.	312
figura 244	Comparación entre la velocidad experimental y la simulada en la maniobra circular 100% f.d.II.	313
figura 245	Recorrido de la suspensión en la maniobra circular 100% f.d.II.....	314
figura 246	Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras circulares con f.d.II. 100%.....	314
figura 247	Aceleración lateral: DCC, f.d.II 100% y V=40 km/h.....	315
figura 248	Recorrido de la suspensión: DCC, f.d.II 100%, V=40 km/h.....	316
figura 249	Ángulo de balanceo masa suspendida: DCC, f.d.II 100%, V=40 km/h.....	316
figura 250	Aceleración lateral: DCC, f.d.II 100%, V=42km/h, con vuelco	317
figura 251	Ángulo de balanceo masa suspendida: DCC, f.d.II 100%, V=42km/h	317
figura 252	Error en Magnitud, fase y combinad. DCC f.d.II. 100%	318
figura 253	Aceleración lateral: CC, f.d.II 100% y V=48km/h.....	318
figura 254	Ángulo de balanceo masa suspendida: CC, f.d.II 100%, V=48km/h... ..	319
figura 255	Error en Magnitud, fase y combinado.CC con f.d.II. 100%.....	319
figura 256	Aceleración lateral: Slalom, f.d.II 100% y V=38 km/h.....	320
figura 257	Error en magnitud, fase y combinado. Slalom de slalom, f.d.II. 100%	320
figura 258	Aceleraciones.Circular, E12 (35km/h), f.d.II. 50%.....	321
figura 259	Balanceo semirremolque.Circular, E12 (35km/h), f.d.II. 50%	322
figura 260	Recorridos suspensión.Circular, E12 (35km/h), f.d.II. 50%	322
figura 261	Fuerzas del oleaje en el ensayo de giro estacionario T12 (35km/h)	323
figura 262	Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras circulares, f.d.II.	

50%	323
figura 263 Aceleraciones: CC, T28, (49 km/h), f.d.l. 50% con vuelco	324
figura 264 Recorridos de la suspensión:CC, T28, (49 km/h), f.d.l. 50%, con vuelco	325
figura 265 Fuerzas del oleaje en el ensayo:CC, T28, (49 km/h), f.d.l. 50%, con vuelco	325
figura 266 Aceleraciones:CC, T29, (49 km/h), f.d.l. 50% sin vuelco	326
figura 267 Recorridos de la suspensión:CC, T29, (49 km/h), f.d.l. 50%, sin vuelco	326
figura 268 Fuerzas del oleaje en el ensayo:CC, T29, (49 km/h), f.d.l. 50%, sin vuelco	327
figura 269 Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras CC, f.d.l. 50%	327
figura 270 Aceleración lateral: DCC, f.d.l. 50% y V=40 km/h, sin vuelco	328
figura 271 Ángulos de balanceo: DCC, f.d.l. 50% y V=40 km/h, sin vuelco	328
figura 272 Recorridos de la suspensión: DCC, f.d.l. 50% y V=40 km/h, sin vuelco	329
figura 273 Fuerzas del oleaje en el ensayo: DCC, f.d.l. 50% y V=40 km/h, sin vuelco	329
figura 274 Aceleración lateral: DCC, f.d.l. 50% y V=41 km/h, con vuelco	330
figura 275 Ángulos de balanceo: DCC, f.d.l. 50% y V=41 km/h, con vuelco	330
figura 276 Recorridos de la suspensión: DCC, f.d.l. 50% y V=41 km/h, con vuelco	331
figura 277 Fuerzas del oleaje en el ensayo: DCC, f.d.l. 50% y V=41 km/h, con vuelco	331
figura 278 Error en magnitud, fase y combinado. DCC, f.d.l. 50%	332
figura 279 Aceleración lateral: SLA, f.d.l. 50% y V=33 km/h, sin vuelco	333
figura 280 Recorridos de la suspensión: SLA, f.d.l. 50% y V=33 km/h,, sin vuelco	333
figura 281 Ángulos de balanceo: SLA, f.d.l. 50% y V=33 km/h, sin vuelco	334
figura 282 Velocidad: SLA, f.d.l. 50% y V=33 km/h, sin vuelco	334
figura 283 Ángulos de balanceo: SLA, f.d.l. 50% y V=33 km/h, sin vuelco	335
figura 284 Aceleración lateral: SLA, f.d.l. 50% y V=35 km/h, con vuelco	335
figura 285 Recorridos de la suspensión: SLA, f.d.l. 50% y V=35 km/h,, con vuelco	336
figura 286 Ángulos de balanceo: SLA, f.d.l. 50% y V=35 km/h, con vuelco	336
figura 287 Velocidad: SLA, f.d.l. 50% y V=35 km/h, con vuelco	337

figura 288	Fuerzas de la masa de líquido: SLA, f.d.II 50% y V=35 km/h, con vuelco	337
figura 289	Error en magnitud, fase y combinado. Slalom, f.d.II. 50%.....	338
figura 290	Aceleración lateral: SLA, f.d.II 50% y V=35 km/h fija, con vuelco....	339
figura 291	Influenia de la pendiente longitudinal.....	340
figura 292	Influenia de la pendiente lateral	340
figura 293	Influenia del peralte del carril	341
figura 294	Aceleración lateral frente al ángulo de balanceo.	343
figura 295	Variación de la aceleración en función del radio de la trayectoria	344
figura 296	Variación del ángulo en función del radio de la trayectoria	344
figura 297	Velocidad de vuelco.....	345
figura 298	Acelación frente a ángulo de balanceo en las maniobras dinámicas ...	347
figura 299	Umbral de vuelco en todas las maniobras simuladas con f.d.II. 100%	348
figura 300	Umbral de vuelco en todas las maniobras simuladas con f.d.II. 50%..	349
figura 301	Comparación entre carga líquida (oleaje) y carga rígida equivalente..	351
figura 302	Comparación entre factores de llenado. DCC V=30km/h..	352
figura 303	Esquema conceptual de la tesis.....	359

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Resumen de escalas.....	106
Tabla 2.	Relaciones dinámicas y cinemáticas entre prototipos y maquetas.....	108
Tabla 3.	Características de la célula de carga, del sensor de desplazamiento....	111
Tabla 4.	Errores en la aproximación de las frecuencias.....	131
Tabla 5.	Factor de amplificación de la fuerza lateral y del momento de vuelco sección Oval.....	144
Tabla 6.	Factor de amplificación de la fuerza lateral y del momento de vuelco sección Rectangular	148
Tabla 7.	Factor de amplificación de la fuerza lateral y del momento de vuelco sección Circular	151
Tabla 8.	Factor de amplificación de la fuerza lateral y del momento de vuelco sección Elíptica	155
Tabla 9.	Parámetros del término del impacto hidrodinámico	170
Tabla 10.	Error cometido empleando la analogía mecánica. Sección ovalada	171
Tabla 11.	Error cometido de la estimación sección Circular 65,5% f.d.II. Amp. 15 mm y frecuencia 10 Hz	173
Tabla 12.	Error cometido de la estimación sección Rectangular 50% f.d.II. Amp. 10 mm y frecuencia 10 Hz	177
Tabla 13.	Desviación estándar de los valores de la analogía estimados	181
Tabla 14.	Niveles considerados en la optimización	194
Tabla 15.	Resultados RMS de la optimización	197
Tabla 16.	Características de los vehículos I.....	204
Tabla 17.	Características de los vehículos II.....	204
Tabla 18.	Sensores empleados en los ensayos sobre plataforma	205
Tabla 19.	Resultados de ensayo y cálculo.....	206
Tabla 20.	Características del vehículo ensayado	208
Tabla 21.	Características del vehículo ensayado II.....	208
Tabla 22.	Características de los neumáticos empleados	210
Tabla 23.	Características de los sensores	215
Tabla 24.	Instrumentación empleada en el vehículo	219
Tabla 25.	Matriz de ensayos efectuada en cada una de las maniobras, entre paréntesis el número de repeticiones	224
Tabla 26.	Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].Circular, f.d.II. 0%.....	226
Tabla 27.	Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h]. Circular, f.d.II. 50%.....	227

Tabla 28.	Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].Circular con f.d.II. 100%.....	228
Tabla 29.	Aceleración lateral máxima en ensayos circulares [g's].....	235
Tabla 30.	Resumen de las aceleraciones máximas y mínimas[g], Vel [km/h]. SLA f.d.II. 0%.....	236
Tabla 31.	Resumen de las aceleraciones [g], Vel [km/h] en SLA f.d.II. 50%	239
Tabla 32.	Resumen de las aceleraciones [g], Vel [km/h] en SLA f.d.II. 100% ...	241
Tabla 33.	Umbral de vuelco en aceleración SLA f.d.II. 50%.....	246
Tabla 34.	Umbral de vuelco en aceleración SLA f.d.II. 100%.....	247
Tabla 35.	Diferencia entre umbrales de aceleración con f.d.II. 50% y 100%	248
Tabla 36.	Resumen de las aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].CC f.d.II. 0%.....	249
Tabla 37.	Resumen de las aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].CC f.d.II. 50%.....	252
Tabla 38.	Resumen de las aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].CC f.d.II. 100%.....	254
Tabla 39.	Umbral de vuelco en aceleración en los ensayos de CC con f.d.II. 50%	258
Tabla 40.	Umbrales de aceleración en los ensayos de CC con f.d.II. 100%	261
Tabla 41.	Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].DCC f.d.II. 0%.....	262
Tabla 42.	Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].DCC, f.d.II. 50%.....	265
Tabla 43.	Umbrales de aceleración en los ensayos de DCC y f.d.II. 50%	266
Tabla 44.	Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].DCC y f.d.II. 100%.....	269
Tabla 45.	Umbrales de aceleración en los ensayos de DCC y f.d.II. 100%	270
Tabla 46.	Umbrales de vuelco [g] en los ensayos de DCC con f.d.II. 50% y 100%	274
Tabla 47.	Resumen de umbrales de vuelco	275
Tabla 48.	Comparación de resultados del R111 modificado	278
Tabla 49.	Resultados de ensayo y cálculo con los modelos propuestos	296
Tabla 50.	Modificación del ángulo de vuelco estático ponderado por el efecto del oleaje	297
Tabla 51.	Modificación del ángulo de vuelco estático ponderado por el efecto del oleaje	298
Tabla 52.	Errores en la maniobra circular T14 [%]	305

Tabla 53.	Errores en la maniobra de doble cambio de carril T8 [%]	308
Tabla 54.	Errores en la maniobra de cambio de carril T2 [%]	309
Tabla 55.	Errores en la maniobra de slalom T21 [%]	311
Tabla 56.	Errores en la maniobra de cambio circular, f.d.II. 100% [%]	313
Tabla 57.	Errores en la maniobra DCC, f.d.II 100%, V=40 km/h [%]	316
Tabla 58.	Errores en la maniobra DCC, f.d.II 100%, V=42km/h, con vuelco [%]	317
Tabla 59.	Errores en la maniobra CC, f.d.II 100%, V=48km/h [%]	319
Tabla 60.	Errores en el ensayo de giro estacionario “E12”, f.d.II. 50% [%]	322
Tabla 61.	Errores en la maniobra CC, T28, (49 km/h), f.d.II. 50%, con vuelco[%]	324
Tabla 62.	Errores en la maniobra CC, T28, (49 km/h), f.d.II. 50%, con vuelco[%]	327
Tabla 63.	Errores en la maniobra: DCC, f.d.II 50% y V=40 km/h, sin vuelco[%]	330
Tabla 64.	Errores, DCC, f.d.II 50% y V=41 km/h, con vuelco [%]	332
Tabla 65.	Errores, SLA, f.d.II 50% y V=33 km/h, sin vuelco[%]	334
Tabla 66.	Errores, SLA, f.d.II 50% y V=33 km/h, con vuelco[%]	336
Tabla 67.	Influencia de la pendiente longitudinal [%]	339
Tabla 68.	Influencia de la pendiente lateral [%]	341
Tabla 69.	Influencia del peralte del carril [%]	341
Tabla 70.	Error combinado promedio. F.d.II. 0-50-100% [%]	342
Tabla 71.	Error combinado por maniobra y F.d.II. [%]	342
Tabla 72.	Umbral de vuelco en las maniobras de DCC (Valor absoluto), f.d.II. 100%	347
Tabla 73.	Umbral de vuelco cuasi-estático en plataforma, f.d.II. 100%	348
Tabla 74.	Umbral de vuelco (Valor absoluto), f.d.II. 50%	349
Tabla 75.	Variación entre carga líquida vs. rígida [%]	350
Tabla 76.	Variación entre f.d.II vs. Rígida. DCC a 30km/h [%]	352

RESUMEN

El oleaje de la masa de líquido contenida en el interior del tanque de los camiones cisterna puede afectar significativamente a su dinámica de marcha y su estabilidad.

Plateando como objetivo, el aumento de la seguridad, cualquier mejora en el diseño del vehículo o en la geometría de la virola, redundará en un aumento de la misma. En la actualidad, el marco normativo exige a los vehículos un umbral de vuelco mínimo, verificable mediante ensayo o cálculo en condiciones cuasi-estáticas. La experiencia en su aplicación ha demostrado que, éste último resulta extremadamente conservador, limitando las posibilidades de diseño del fabricante; además, el grado de equivalencia con las condiciones dinámicas a las que se puede ver sometido el vehículo durante su vida útil, no es claro.

En esta tesis, se proponen una serie de mejoras en el método de cálculo simplificado, que aumentan la precisión en la estimación del umbral de vuelco, junto con el empleo de un coeficiente de ponderación del ángulo requerido, para tener en cuenta el efecto dinámico del oleaje. Además, se ha desarrollado un método de cálculo alternativo, que disminuye el error de la predicción, aunque requiere conocer un mayor número de parámetros del vehículo.

Para cuantificar el efecto de la carga líquida, se ha realizado un análisis experimental, con tanques a escala, de las geometrías más frecuentes, junto con la propuesta de una metodología de simulación de la interacción fluido-vehículo, basada en el acoplamiento entre un modelo obtenido mediante una analogía mecánica que reproduce el efecto del oleaje, con un modelo del vehículo, empleando la técnica de multi-cuerpo, que ha sido validada experimentalmente.

Para la obtención de los parámetros que la definen, se propone dos alternativas, la experimentación y estimación parámetros o el empleo la dinámica computacional de fluidos, basada en las ecuaciones de Navier-Stokes, incorporando la técnica de volumen de fluido para capturar la superficie libre. Se ofrecen resultados de ambas y su comparación.

Finalmente, se han analizado las diferentes tipologías de maniobras existentes para la evaluación de la estabilidad lateral de los vehículos con ensayos dinámicos, calificando y cuantificando su equivalencia.

SUMMARY

The sloshing forces generated by the liquid movement inside then tank trucks can affect the vehicle dynamics and stability, reducing the rollover threshold or yaw stability. The dynamic interaction between the motion of the liquid cargo and vehicle dynamics, although it has been discussed in the scientific community, it has not been fully solved and yet questions persist, as the quantification of its effect and the modelling methodology.

With the enhance safety, as the main aim, it is clear, that any improvement in vehicle or tank design, will increase vehicle safety. Actual regulation framework, requires a rollover threshold, based on quasi-static conditions, verifiable by test or calculation, although the experience has shown, the latter is extremely conservative, thereby limiting the possibilities of design manufacturer, and the equivalence of this requirement with the dynamic conditions, during normal driving, is not clearly defined.

In this thesis, any improvements in the simplified calculation method are proposal, which enhance the threshold estimation accuracy, join with the use of a weighting factor, in order to take into account the sloshing dynamics. It is also proposed an alternative calculation method, which reduces the prediction error, but increases the complexity of use, requiring more parameters to find the vehicle.

Furthermore, to quantify the effect of liquid sloshing has been developed an experimental analysis with scale tanks, to quantify the influence of sloshing forces in several tank geometries. A simulation methodology had also been proposed to evaluate de fluid-vehicle interaction, based on the coupling of mechanical analogies with vehicle models, using the multi-body technique, which has been validated, both in tank and in vehicle.

Mechanical parameters can be defined using two alternatives, based on experimental testing and parameters estimation or employing computational fluid dynamics, based on the Navier-Stokes equations, incorporating the volume of fluid technique, capturing the free surface.

Finally, several vehicle test procedures are evaluate and quantifying their equivalence.

1 INTRODUCCIÓN

En el transporte de mercancías por carretera, el transporte de cargas líquidas representan el 7% de las operaciones en España, con un volumen de carga de 118,176 Miles de tn (8% del total), incluidos transporte interior y exterior, según la Encuesta Permanente de Transporte de Mercancías por Carretera del 2010, elaborada por el **Ministerio de Fomento**.

Éste, se realiza principalmente en vehículos cisterna, por lo que garantizar unos niveles mínimos de seguridad, resulta una actividad ineludible en nuestra sociedad.

En especial, si se tiene en cuenta que, en la gran mayoría de los casos, las cargas transportadas son sustancias peligrosas, al riesgo propio del vehículo y de su conductor, se añade un riesgo asociado a las posibles consecuencias que puede ocasionar un accidente de este tipo de vehículos para el resto de vehículos e, incluso al medio ambiente, por posible contaminación del suelo y acuíferos.

El diseño y construcción de los vehículos juega un papel de máxima importancia, tanto en la minimización del riesgo potencial planteado por las diferentes situaciones en que pueden verse implicados, como en la minimización de la probabilidad de que finalmente se produzcan los accidentes, así como reduciendo los daños que puedan sufrir los ocupantes y otros usuarios, en el caso de que el accidente finalmente se produzca.

Esto nos introduce en los conceptos de **seguridad primaria o activa** y **seguridad secundaria o pasiva**.

Puede definirse la **seguridad primaria o activa** de un vehículo como el conjunto de condiciones técnicas que contribuyen a evitar o minimizar los actos y comportamientos inseguros del conductor y del propio vehículo, susceptibles de causar accidentes.

Por **seguridad secundaria o pasiva** de un vehículo se entiende el conjunto de condiciones técnicas que tienen como finalidad evitar o minimizar los daños producidos a personas o cosas transportadas en el vehículo, o con las que éste puede interaccionar, en caso de que tenga lugar un accidente.

El estudio de la seguridad activa ha sufrido un gran desarrollo en los últimos años, pero se ha centrado principalmente en la mejora del comportamiento longitudinal, con los sistemas de tracción y frenado (ABS, ASR, etc.), pero son menores los avances en la dinámica lateral, derrape y vuelco, aunque la mejora de

las suspensiones juega un papel importante en dichos avances

El caso de los vehículos cisterna, es un claro ejemplo de vehículo, en el que las características de estabilidad lateral son fundamentales y pueden verse comprometidas, por acción de la carga líquida, tanto la seguridad activa, al modificar la posición del centro de gravedad de la carga, como la pasiva, en lo que se refiere a la resistencia de la estructura frente al vuelco y los posibles derrames de mercancía.

El interés creciente de los transportistas por disminuir costes, ha motivado el incremento de la capacidad de carga de los vehículos. Como de todos es sabido, las variaciones de tamaño y peso de los vehículos influyen significativamente en la maniobrabilidad y el comportamiento dinámico, siendo especialmente importante en el caso de los vehículos cisterna el comportamiento lateral y su estabilidad.

Además, como los vehículos pueden circular con llenados parciales, se va a producir inevitablemente una inter-acción entre los movimientos del vehículo y del fluido, que no siempre es percibida por el conductor, de manera que pueden darse situaciones en las que coincidan en fase la acción del conductor y la respuesta del líquido contenido en la virola, de manera que se amplifica su efecto sobre el comportamiento del vehículo, pudiendo dar como resultado, el vuelco.

El incremento de sus niveles de seguridad, se puede abordar mediante alguna de las siguientes alternativas y sus combinaciones:

- Un diseño óptimo de la geometría de la virola, que puede incluir la instalación de deflectores, mamparos o rompeolas, que minimizan la acción dinámica ejercida por el fluido.
- Mediante sistemas de control, más o menos activos, de la estabilidad lateral del vehículo.
- A través de algoritmos de predicción de potencial riesgo de vuelco y sistemas de alerta al conductor.

En los tres casos, se requiere de un conocimiento profundo del comportamiento del fluido en el interior del tanque, cuando es excitado por la dinámica de la marcha.

Teniendo en cuenta que los vehículos se construyen en dos fases, por un lado el fabricante del bastidor y por otro el carroceros de la cisterna, la consideración conjunta de ambos aspectos no siempre es la adecuada.

Aunque el fabricante del bastidor cuenta con el conocimiento y los recursos

para evaluar la posible influencia de la carga líquida y se han producido grandes avances en seguridad, su diseño y dimensionamiento se realiza con la incertidumbre de desconocer el tipo de carrocería que finalmente se instalará sobre el mismo.

Por la otra parte, los fabricantes de la cisterna no siempre cuentan con los recursos suficientes para abordar un diseño óptimo de la virola.

Como las características constructivas de los camiones, con una tara baja y un elevado centro de gravedad, condiciona su estabilidad en comparación con otros vehículos de la vía, así algunos autores han cifrado este valor atendiendo al valor de la mínima aceleración lateral que produce el vuelco del vehículo, que para el caso de los camiones y semirremolques varía desde 0,25 a 0,5 g, mientras que en el caso de los turismos éste, varía de 0,9 a 1,4 g. Winkler et al (2000) [235].

En el caso de los vehículos cisternas y en el marco de esta tesis, las actuaciones encaminadas a mejorar su seguridad, requieren de un adecuado conocimiento de la tipología y características constructivas de los vehículos que actualmente desempeñan esa labor en España. Para ello se ha desarrollado un extenso análisis de las mismas, basado en los datos obtenidos de una encuesta distribuida a fabricantes españoles, que además ha sido complementada con la base de datos de Homologaciones del **Ministerio de Industria, Turismo y Comercio**, donde se han definido las principales características que definen los tipos de vehículos que se pueden considerar representativos del parque móvil, actualmente en circulación.

El establecimiento de condiciones técnicas mínimas, en relación con la estabilidad lateral de cisternas, están recogidas en el *Reglamento III de Ginebra* [183], que recoge los requisitos a exigir a los vehículos cisterna, en condiciones cuasi-estáticas, destinados al transporte de mercancías peligrosas de las categorías N2, N3, O3 y O4.

Sin embargo, un conocimiento más profundo del comportamiento lateral en condiciones dinámicas, supone analizar la influencia del movimiento del fluido en régimen transitorio, de hecho, en el seno del grupo de trabajo encargado de la elaboración del citado *Reglamento III*, se ha propuesto la inclusión de métodos de verificación dinámicos de la estabilidad lateral de los vehículos cisterna. Aunque la realización de los mismos plantea algunos inconvenientes, como puede ser la repetitividad de los ensayos.

Como consecuencia de las variaciones de densidad entre sustancias, así como la necesaria reserva de capacidad para la posible fase gaseosa, producida por la

evaporación de los combustibles, y los requerimientos que impone el *Código de la Circulación*, en cuanto a pesos máximos, hace que en la práctica totalidad de las ocasiones existan llenados parciales, como se ha indicado anteriormente.

En camiones cisterna, la superficie libre del líquido puede experimentar grandes desplazamientos para, incluso, pequeños movimientos del continente. Esto es un factor desfavorable, por cuanto el movimiento de la carga líquida dentro de la cisterna, denominado “oleaje” influye significativamente en el comportamiento dinámico del mismo, disminuyendo la estabilidad y pudiendo comprometer la maniobrabilidad, dependiendo además de otros factores, como son: el estilo de conducción, la geometría de la virola, el factor de llenado, la altura del centro de gravedad, el desplazamiento lateral y longitudinal del centro de gravedad de la carga durante maniobras, como el cambio de carril y el frenado, la interacción entre fluido y estructura y otras.

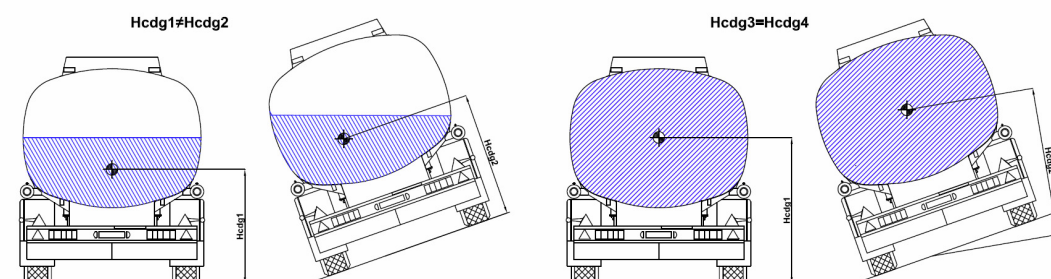


figura 1 Desplazamiento del cdg de la carga líquida

El fluido dentro de la virola de un camión cisterna es excitado lateralmente, como resultado de las continuas correcciones que es necesario realizar en la dirección para mantener el vehículo en la trayectoria, además de los originados por la influencia variable de vientos laterales o, simplemente, por el hecho de no circular sobre una carretera plana, o hacerlo en curva.

El giro producido en un cambio de carril origina en el fluido el oleaje transversal y la aceleración y el frenado originan el movimiento del fluido en dirección longitudinal, lo que puede producir impactos severos de éste contra la virola, tanto en sentido longitudinal como transversal. Si bien en sentido longitudinal, el actual código que rige la construcción y circulación de este tipo de vehículos (*ADR 2011* [6]), recoge la obligatoriedad de disponer dispositivos rompeolas, limitando la longitud máxima entre dos mamparos de contención a 1,75 m y la capacidad máxima de los compartimentos a 7500 litros, sin embargo, en sentido transversal, no se han establecido prescripciones reglamentarias.

La simulación dinámica del conjunto vehículo-carga, plantea dificultades en la adecuada modelización de algunos aspectos, como es la movilidad de la carga dentro de la cisterna y la correcta representación de los distintos elementos mecánicos con que cuenta el vehículo.

Por otro lado, determinar el valor de las fuerzas ejercidas por el oleaje dentro de la virola parcialmente llena es bastante complejo y conlleva resolver ecuaciones del fluido no lineales, como las de Navier-Stokes. Un modelo excesivamente complejo, puede no ser necesario para evaluar el impacto del oleaje en la dinámica de la marcha del vehículo, siendo posible la utilización de modelos simplificados utilizando analogías mecánicas Abramson et al (1966) [2] para predecir la dinámica del vehículo.

Todo lo anterior ha motivado la realización de esta Tesis, con el objetivo de avanzar en el estudio de la influencia entre la carga líquida en la respuesta dinámica del vehículo, proponer modelos válidos y útiles para cuantificar los efectos del oleaje y evaluar los límites de la equivalencia entre los ensayos estáticos, menos costosos y de mejor repetitividad y los dinámicos.

Para ello se ha comenzado con un análisis accidentológico de este tipo de transporte, que se ha resumido en el capítulo tercero. Con él se han puesto de manifiesto la incidencia de los siniestros de vehículos de transporte de mercancías peligrosas, en las cifras globales de accidentes acaecidos en España, identificando el vuelco como el segundo tipo en importancia, después de las colisiones entre vehículos, representando un 18,57%.

Destaca el hecho, de que en el 75,9% de los casos, éstos se produjeran fuera de intersecciones, en tramos rectos y sin causas externas al vehículo o al conductor que los justifique, siendo atribuibles, en su mayor parte, a posibles distracciones del conductor, infracción de la norma de circulación o velocidad inadecuada, causas que han sido señaladas como concurrentes en el 75,88% de los mismos.

Además, el haber focalizado el trabajo en este tipo de transporte, queda justificado por el hecho de que en el caso de un accidente, la probabilidad de que se produzca derrame de la mercancía es del 45,47%, con un volumen de mercancía derramada de 3.361.769 (litros o kilos, según el tipo de sustancia), que representa el 27,56% y el 17,18% de la carga transportada por un vehículo compuesto por tractor-semirremolque o rígido, respetivamente.

Una vez acotado el campo objeto de estudio, al análisis de la estabilidad lateral

de este tipo de vehículos, en lo que afecta a su propensión al vuelco y cómo se ve afectada por la interacción entre la dinámica del vehículo y la del fluido transportado, se plantean los objetivos descritos en el capítulo segundo, a cubrir con el desarrollo de la presente Tesis.

Para la consecución de los mismos, se ha realizado un análisis detallado del estado del arte, centrado principalmente en el estudio de aspectos relacionados con la estabilidad lateral de los vehículos, el oleaje en el interior de tanques, la metodología de simulación de ambos sistemas y los procedimientos de ensayo. Además, se ha complementado con una encuesta distribuida a los principales fabricantes de vehículos cisterna, para identificar las principales características constructivas de este tipo de vehículos.

Se ha seguido con un análisis detallado de la estabilidad lateral de los vehículos, diferenciando entre condiciones cuasi-estáticas y dinámicas, por cuanto la influencia del oleaje es diferente, que se ha complementado con una batería de ensayos con tanques a escala y modelos de simulación, para evaluar la influencia del mismo en la estabilidad del vehículo, desarrollado en el capítulo quinto.

Posteriormente se ha realizado un análisis experimental del comportamiento de los vehículos cisterna en ambas condiciones, que ha permitido cuantificar la influencia de la carga líquida en su estabilidad lateral, descrito en el capítulo sexto.

Por último se ha desarrollado una metodología de simulación del comportamiento lateral del vehículo, incluida la interacción con la carga, validada con los ensayos realizados, que posibilita reproducir y predecir la respuesta del vehículo empleando modelos relativamente sencillos, descrita en el capítulo séptimo.

Finalizando con una descripción detallada de las principales conclusiones y aportaciones científicas y tecnologías al campo de la Ingeniería Mecánica, desarrollada en los capítulos octavo y noveno respectivamente.

2 OBJETIVOS

Los objetivos que se pretende cubrir con la realización de la presente tesis doctoral son:

- Analizar y cuantificar la influencia de la carga líquida en la estabilidad lateral de los vehículos cisterna.
- Desarrollar y validar una metodología de simulación numérica del movimiento del fluido dentro de la virola.
- Desarrollar y validar una metodología de simulación numérica de la estabilidad lateral de los vehículos cisterna, que incluya la interacción entre el vehículo y carga líquida.
- Analizar y valorar de la respuesta de los vehículos ante diferentes maniobras, puesto de manifiesto en ensayos.

3 ANÁLISIS DEL PARQUE DE VEHÍCULOS Y ACCIDENTOLOGÍA.

Como paso previo, se ha desarrollado un estudio de las características constructivas del parque de vehículos cisterna en España y de los accidentes en los que se han visto implicados. Para ello se plantearon dos objetivos a cubrir con su desarrollo:

- Conocer la tipología de los vehículos y sus características constructivas, que puedan ser considerados como representativos del parque y que puedan servir como vehículos patrón, para evaluar los niveles de seguridad del parque.
- Evaluar estadísticamente los accidentes en los que se ven involucrados, por cuanto proporciona una visión de conjunto de cuáles son los principales problemas y sus posibles causas.

3.1 ANÁLISIS DEL PARQUE DE VEHÍCULOS

Para la obtención de las principales características y parámetros constructivos que puedan caracterizar los vehículos, se realizó una encuesta a los principales fabricantes, haciéndoles saber los objetivos y metodología del trabajo. Asimismo se dispuso de la base de datos de homologaciones existente en el **Ministerio de Industria, Turismo y Comercio**.

Para ello se elaboró una ficha de toma de datos, con las características que se consideraban esenciales, en ella se recogen aspectos relativos a la forma, geometría y dimensiones del vehículo, como son longitud, anchura, altura, número de ejes, etc. También se recogen aspectos relacionados con el material de construcción de la virola, junto con las características constructivas y de marcha del tren rodante, como son el número y tipo de ejes, la rigidez de la suspensión, etc.

Además, y con objeto de facilitar la labor de aporte de datos de los fabricantes se realizaron unas sencillas fichas con un croquis del vehículo, de modo que fuese fácilmente cumplimentado. Tanto el fichero con el listado de características, como los croquis de los diferentes vehículos que se han enviado a los fabricantes, se adjuntan en el Anexo I.

Los fabricantes que han colaborado con el estudio son:

- RIGUAL.
- HERMANSS.
- PARCISA.
- TÉCNICA Y MAQUINARIA MEDIOAMBIENTAL.
- COBO.
- CALDAL.
- LAPESA.

El archivo de datos de los vehículos se ha complementado con la información de las características de los vehículos producidos por los principales fabricantes a través de los expedientes de homologación, que aportan información adicional sobre los ejes y el tipo de suspensión empleado en cada vehículo, con lo que, finalmente, se dispone de información adicional sobre los vehículos producidos por los siguientes fabricantes, sobre diferentes bastidores.

- AGA CRYO.
- BARYVAL.
- CALDAL.
- COBO.
- HERMANNS.
- INDOX.
- INTERCONSULT.
- LAPESA.
- MARZASA.
- PARCISA.
- RIGUAL.
- SILVA.
- SLUP.
- SPITZER EUROVRAC.
- TAFYMSA.
- TÉCNICA Y MAQUINARIA MEDIOAMBIENTAL.

Todo el análisis de los datos recogidos y los resultados obtenidos se describen en el Anexo I, indicándose en este capítulo únicamente las principales conclusiones.

De los datos obtenidos, tanto de los fabricantes como de la base de datos de homologaciones del **Ministerio de Ciencia y Tecnología** y una vez analizados y clasificados se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- ✓ No existe uniformidad en las características generales de los vehículos, puesto que en la gran mayoría de los casos, es el comprador, el que especifica cuáles deben ser las características de la cisterna, en cuanto a dimensiones y capacidad. Por lo tanto resulta imposible establecer una clasificación rigurosa de los vehículos en circulación.
- ✓ Además, hay que añadir que cada cisterna lleva acoplado un equipo de trasvase, de características distintas según el diseño y el fabricante. Éste equipo, además, puede ser colocado en cualquier costado del vehículo o en la parte trasera, lo que modifica la distribución de pesos por eje y por rueda, modificando la posición del centro de gravedad, lo cual puede hacer que

varíe su comportamiento frente al vuelco.

- ✓ Para este estudio se ha seguido la clasificación contenida en la *Directiva 70/156 de Homologación de tipo* [54], distinguiendo entre vehículos de categoría N (vehículos rígidos) y O (remolques y semirremolques).

Como resumen de los datos, se distinguen los siguientes tipos básicos, que se pueden considerar representativos del parque.

➤ Vehículos rígidos:

- Vehículos rígidos de dos ejes con masa máxima autorizada inferior a 18 tn (90,81%).
- Vehículos rígidos de tres ejes con masa máxima autorizada inferior a 26 tn (7,35%).

➤ Semirremolques:

- Semirremolques de tres ejes con masa máxima autorizada inferior a 40 tn (84,82%).
- Semirremolques de uno y dos ejes con masa máxima autorizada inferior a 32 tn (10,71%+4,46%).

En base a los tipos definidos, considerados como representativos del parque de vehículos actualmente en circulación, se definirán en los capítulos siguientes, las secciones de las cisternas objeto de estudio y se seleccionaran los vehículos objetivo, con los que evaluar la estabilidad estática y dinámica, incluyendo el efecto de la carga líquida.

3.2 ESTUDIO DE LOS ACCIDENTES CON IMPLICACIÓN DE VEHÍCULOS CISTERNA OCURRIDOS EN ESPAÑA

Para el desarrollo de esta tarea se ha contado con la información procedente de la base de datos de accidentes de la *Dirección General de Tráfico (DGT)* y de la base de datos de accidentes de mercancías peligrosas del **Ministerio de Fomento**, a través de la *Dirección General de Transporte por Carretera*, servicio de Mercancías Peligrosas y Perecederas.

En la primera, se recogen todos aquellos accidentes de circulación en el periodo comprendido entre 1993 y 2009, que reúnen las siguientes características:

- Se producen, o tienen su origen, en una de las vías o terrenos objeto de la

legislación sobre tráfico, circulación de vehículos a motor y seguridad vial.

- Resultan a consecuencia de los mismos una o varias personas muertas o heridas.
- Está implicado al menos un vehículo en movimiento.

La segunda, recoge las estadísticas de accidentes de vehículos destinados al transporte de mercancía peligrosa que se elabora anualmente, a partir de los partes de accidentes remitidos por los consejeros de seguridad de las diferentes empresas (según la *O.M. de 24 de abril de 2000* [156]), durante el periodo comprendido entre 2000 y 2009.

El análisis detallado de la información recogida en las dos bases de datos indicadas previamente, con todos los datos, tablas y gráficas se recogen en el Anexo II, mostrándose únicamente en éste capítulo las principales conclusiones extraídas del mismo.

El número de accidentes en los que se vieron involucrados vehículos cisterna es de 2871 según la base de datos de la *DGT* y según la del **Ministerio de Fomento** es de 1060.

Una conclusión importante que se deriva del análisis comparado de las dos bases de datos analizadas, es la gran diferencia en el número de accidentes reflejados en ellas. En el caso de la base de datos del **Ministerio de Fomento**, son los consejeros de transporte los encargados de rellenar los partes de accidentes y se puede estar produciendo el hecho de que no se envíen todos los partes, por miedos a posibles sanciones por incumplimientos legislativos.

Otro motivo puede estar, en que una de ellas, la de la *DGT* es una base de datos generalista, en la que están englobados todos los accidentes en los que está involucrado un vehículo cisterna, apareciendo reflejados todos los accidentes aunque el vehículo cisterna no sufra ningún daño.

Esto explicaría la diferencia entre el número de accidentes y las características de los vehículos.

Se puede observar que el número de accidentes ha permanecido bastante estable, alrededor de 150 accidentes/año, exceptuando un incremento en 1998 y 1999, si bien se aprecia una tendencia clara de crecimiento, que empieza en el año 2007 y que en el 2009 se produjeron 262 accidentes, el mayor número de todo el

periodo de tiempo considerado, que no ha sido recogido por la base de datos de la *DGT*.

El porcentaje de accidentes con resultado de vuelco, incluidas las salidas de vía y posterior vuelco, es alto, representando el 18,57% de los casos. El segundo en importancia después de las colisiones entre vehículos, según la base de datos de la *DGT*. En la del **Ministerio de Fomento**, si se considera que el 42,79% de las salidas de vía, acaban en vuelo, el porcentaje de accidentes con resultado de vuelco del vehículo es del 27,89%, algo más que los consignados en la anterior, posiblemente por el hecho de que en ésta última, sólo se han tenido en cuenta los que resultaron con derrame de mercancía.

La distribución de los accidentes según el tipo de vía (sin considerar la exposición) no permite señalar una tendencia clara, puesto que se distribuyen de manera bastante pareja entre autopistas, autovías, nacionales y autonómicas.

Según la base de datos del *DGT*, el mayor porcentaje de los accidentes, un 55,21% del total, se produjeron en las vías convencionales, seguidas de las autovías (17,75%).

Como la designación de las carreteras en ambas bases no es similar, es complicado establecer una similitud entre los resultados, no obstante si se entiende por vía convencional, las que aparecen reflejadas en la del **Ministerio de Fomento** como autonómicas de primer y segundo orden y las nacionales los porcentajes son análogos (31,75%).

La mayor proporción de ellos se produjo en zonas fuera de una intersección (75,90%) frente a los accidentes en intersecciones que representan el 23,96%. En los accidentes que se producen fuera de intersección, la mayor parte de ellos se producen en recta, motivado en parte por distracciones del conductor, tal y como se aprecia en las gráficas de posibles causas del accidente (ver anexo II).

En cuanto a la tipología del vehículo implicado, en la primera base la distribución es del 62,5% de semirremolques cisternas frente al 25,22% de los rígidos cisterna., sin embargo en la segunda base de datos, los resultados son inversos 62,07% de rígidos frente al 37,93% de semirremolques.

Esto puede ser debido a que en ésta última se incluyen todos los accidentes en los que un vehículo de mercancía peligrosa se ha visto implicado, aunque no haya sufrido daños y sin embargo en la primera sólo se han consignado aquellos que han generado algún tipo de daño al vehículo.

El total de la mercancía derramada, ha sido de 3.361.769 (l o kg), siendo el grupo más importante el de los combustibles, gasoil y gasolina que ha sido de 1.953.450 (l o kg).

Con la suposición expuesta en el anexo II, relativa a las capacidades medias y el número de vehículos, en los accidentes con derrame, la cantidad de líquido perdido con respecto al transportado, podría ser del 27,56% para los rígidos y del 17,18% para los semirremolques, lo que supone toda la carga transportada por compartimento.

Atendiendo a las posibles causas concurrentes en los accidentes, la mayor parte de ellos se produjeron con buena visibilidad, con suficiente luminosidad y con densidad de tráfico fluida, siendo achacables a distracciones, infracciones a norma de tráfico y velocidad inadecuada, según la apreciación de los agentes encargados de realizar el atestado. Esto induce a pensar que las posibles causas del accidente, no son achacables a las condiciones ambientales.

Tampoco son achacables las causas del accidente a daños del vehículo, ni a su antigüedad.

La mayor parte de los accidentes, se produjeron cuando el conductor llevaba menos de tres horas de conducción continuada, por lo que no se pueden achacar a factores como el cansancio.

Centrándonos únicamente en los accidentes con resultado de vuelco, se pueden extraer las siguientes conclusiones adicionales.

La mayor parte de los accidentes ocurren en vías convencionales, seguida de autovías y autopistas, en tramos rectos o con curvas suaves, motivados por conducción distraída o velocidad inadecuada, al tomar las curvas o realizar maniobras de esquiva de obstáculos, o de recuperación de la trayectoria, al salirse del carril.

La anchura del carril parece tener cierta importancia, de manera que a medida que aumenta su anchura, disminuye la probabilidad de que se produzca el accidente, puesto que posibilita unos tiempos de reacción mayores.

Por tanto y dado que los accidentes con vuelco son significativos y en éstos, la conducción distraída del conductor, o velocidad inadecuada, han sido señaladas como causas más probables, la vía prioritaria para mejorar la seguridad del transporte sería actuar sobre esta tipología de accidente.

Una posible vía sería mediante sistemas de vigilancia o asistencia al conductor, tales como los de detección de cambio de carril, junto con los de asignación dinámica de velocidades de circulación seguras, que requieren de modelos suficientemente fiables en la predicción y que minimicen las falsas alertas, resultando por tanto necesario un adecuado conocimiento de la interacción carga líquida con la respuesta dinámica del vehículo.

Por otra parte, las actuaciones encaminadas a mejorar el nivel de seguridad aportada por el vehículo, elevando el umbral de vuelco del mismo, mediante un diseño mejorado, el cual permitiría aumentar la probabilidad de que el vehículo no acabe volcado al realizar maniobras de esquiva o recuperación de la trayectoria (conducción distraída) o al negociar curvas, al aumentar la aceleración límite de vuelco.

En ambos casos y como requisito del sistema, se requiere un modelo de vehículo capaz de predecir con suficiente precisión su comportamiento dinámico. En este caso, se debe incluir la influencia del movimiento del fluido en el mismo, para lo cual resulta necesario un conocimiento adecuado de la interacción entre la carga líquida transportada y la dinámica de la marcha.

4 ESTADO DEL ARTE.

4.1 INTRODUCCIÓN

No hay duda de que la estabilidad direccional de camiones cisterna parcialmente llenos es sensiblemente menor que otro totalmente lleno, o con la carga rígida y bien estibada, debido únicamente al efecto desestabilizador del oleaje del fluido. Las fuerzas y momentos derivados de una maniobra, producen unas cargas dinámicas considerables en los movimientos de cabeceo y vuelco del vehículo, afectando de manera negativa a la misma, disminuyendo la seguridad del vehículo y aumentando la probabilidad de sufrir un accidente, con sus consecuencias en la producción de víctimas humanas, daños materiales y sobre el medio ambiente, en el caso de que se transporten mercancías peligrosas.

El transporte de combustible por carretera, requiere de grandes volúmenes y, por tanto, de un diseño de virolas con un centro de gravedad elevado, lo que conlleva un peor comportamiento dinámico del vehículo, Zhanqui et al (1995)[246]. Un gran número de estudios, resumidos por Sankar et al (1992) [200] sobre el oleaje en tanques se han llevado a cabo desde los años sesenta en diferentes campos: vehículos espaciales, grandes tanques estacionarios y canales, barcos y camiones.

En el caso del oleaje en camiones, dada la complejidad del análisis conjunto vehículo-carga, los investigadores han venido realizando el análisis de forma separada, considerando por un lado el vehículo y por otro el sistema fluido. En su mayor parte, han estado basados principalmente en ensayos experimentales o en simplificaciones severas.

La principal desventaja de las investigaciones experimentales es la limitación en el rango de excitación, como consecuencia del posible riesgo de vuelco del vehículo.

En cuanto a los indicadores para analizar el riesgo potencial de vuelco, hay gran disparidad, puesto que unos son óptimos para condiciones estáticas y otros para condiciones dinámicas. Además, su potencial uso dentro de sistemas de detección, alerta y control de vuelco no está correctamente definido. Esto último es especialmente importante, puesto que está demostrado que la inestabilidad en el caso de vehículos articulados, comienza por la parte trasera, sin que el conductor lo perciba en los primeros instantes, impidiendo una pronta reacción de éste, El Gindy et al (1992-95)[61][62] y Liu et al (1998)[128].

Por otra parte, las teorías lineales de oleaje están basadas en asumir flujos potenciales, con fluido invíscido y condiciones cinemáticas lineales de la superficie libre. Estas teorías se ajustan bien a los datos experimentales, pero sólo si la amplitud del movimiento es pequeña, Abril et al (2005) [4], lo que ha motivado que se considere como mejor aproximación, la solución numérica de las ecuaciones de Navier-Stokes, continuidad y superficie libre, Sankar et al (1992) [200] como ecuaciones para reproducir el comportamiento del fluido antes excitaciones dinámicas.

Para mejorar el conocimiento de los dos sistemas en estudio, vehículo y fluido y su interacción, se ha realizado un análisis de cuantas referencias bibliográficas se han encontrado en los campos que a continuación se detallan, estructurados de la siguiente manera:

- Estudios sobre la estabilidad del vehículo, procedimientos para evaluar la estabilidad.
- Estudios sobre el oleaje en tanques:
 - Modelización experimental del oleaje en tanques.
 - Aproximaciones analíticas para el análisis del oleaje.
 - Modelos de equivalencia.
 - Modelización mediante mecánica de fluidos computacional.
 - Métodos para atenuar el oleaje.
- Modelización de la dinámica del vehículo incluida la inter-acción con la carga líquida.
- Metodologías y procedimientos de ensayos con vehículos para evaluar la estabilidad lateral.

4.2 ESTUDIOS RELACIONADOS CON LA DINÁMICA DEL VEHÍCULO Y SU MODELIZACIÓN.

4.2.1 CUANTIFICACIÓN, PREDICCIÓN DE LA ESTABILIDAD LATERAL DE UN VEHÍCULO

Los movimientos de balanceo y vuelco de un vehículo están causados principalmente por dos tipos de perturbaciones:

- Las excitaciones debidas a las irregularidades de la carretera.
- Las fuerzas inerciales debidas a las maniobras laterales del vehículo.

El primer tipo de perturbación, actúa a través de las ruedas y la suspensión, mientras que las segundas actúan directamente en la masa del vehículo.

En la literatura, se han propuesto diferentes metodologías de análisis de la propensión de un vehículo a volcar o, lo que es lo mismo, la aptitud del mismo en lo referente al vuelco, pero su inter-comparación es complicada, puesto que existe una falta de estandarización de las entradas o excitaciones de los modelos y de los resultados obtenidos y los criterios de comparación.

Para aclarar la influencia de la extensa variedad de configuraciones, diseños de suspensiones, neumáticos, límites de operación, etc., es necesario establecer las condiciones de prueba, o control del comportamiento, de forma que permitan identificar claramente la aptitud de los vehículos en lo que se refiere a su comportamiento frente al vuelco, El Gindy et al (1992-95) [61] [62] revisó los métodos de verificación existentes y de aplicación para vehículos industriales, además proponía unos criterios de aceptación y fallo basados en los valores objetivos para cada uno de ellos. Para evaluar la estabilidad recomendaban los que se indican a continuación:

- Factor de estabilidad estático, “*Static rollover threshold*” (SRT), para evaluar el límite de vuelco del vehículo en condiciones estacionarias.
- “*Dynamic rollover stability*” en términos de transferencia de carga entre ruedas “*Load Transfer Ratio*” (LTR) y factor de amplificación de la trasera, “*Rearward Amplification*” (RWA). Para evaluar la estabilidad lateral en condiciones dinámicas transitorias.
- Amortiguamiento en guiñada, “*Yaw Damping Ratio*” (YDR), para

evaluar el amortiguamiento de la oscilación de guiñada del tráiler.

- Adherencia requerida por los neumáticos del eje tractor para evitar la aparición del efecto tijera.

Metz et al (1992) [141] y Dahlberg et al (2006) [42] realizan una clasificación de las distintas metodologías, estableciendo cuatro grupos:

- Métodos analíticos basados en modelos estáticos.
- Métodos analíticos basados en modelos dinámicos.
- Medidas experimentales de vehículo completo.
- Estadísticas basadas en medidas en carreteras.

Siguiendo con esta clasificación se recogen aquí los parámetros definidos en la literatura para la determinación del vuelco del vehículo.

4.2.1.1 MODELOS Y MEDIDAS ESTÁTICAS

Factor de estabilidad estático, " Static Stability Factor (SSF) ", es el análisis más simple, considera el vehículo como sólido rígido, teniendo en cuenta únicamente el efecto de la aceleración lateral actuando sobre el centro de gravedad. Se define como el cociente entre el valor medio de las vías dividido entre dos veces la altura. Si nos fijamos en la figura 2, siendo P el peso del vehículo actuando en el centro de gravedad, que está a una altura h_{cdg} , con una vía de valor V. Las ruedas izquierdas se elevarán cuando $F_c = M * g * V / 2h_{cdg}$. Si se toma momentos alrededor de la rueda derecha, obtendremos el valor de la aceleración lateral crítica.

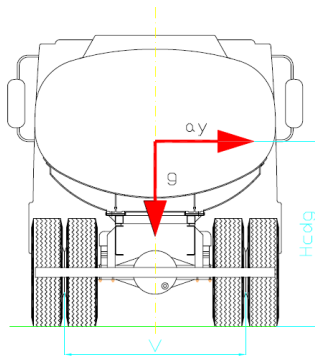


figura 2 Vehículo considerado como sólido rígido

$$M * a_y * h_{cdg} = M * g * V / 2 \quad [\text{Ec. 4.1}]$$

$$\frac{a_y}{g} = \frac{V}{2 * h_{cdg}} = SSF = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{2 * h_{cdg}} \quad [\text{Ec. 4.2}]$$

El factor de estabilidad estático es utilizado para establecer una clasificación del riesgo de vuelco de un vehículo en USA [8]. Su principal ventaja es que puede

ser fácilmente calculado, dando una primera estimación de la aptitud del vehículo en lo referente a al vuelco. Algunos autores han propuesto un valor límite mínimo a exigir a los vehículos de 0,35 g, El Gindy et al (1992) [61].

Existen una serie de factores que pueden reducir el valor del SSF y, por tanto, incrementar el riesgo de vuelco. Entre ellos destacan los siguientes:

- Cargas descentradas: Si se considera que la desalineación transversal del centro de gravedad del vehículo es “ d ”, genera que el umbral de vuelco sea distinto entre ambos lados, disminuyendo en el lado del desplazamiento de la carga, Berington et al (2003) [170].
- Como el vehículo dispone de más de un eje, es frecuente encontrar simplificaciones, como el considerar únicamente el eje trasero de los vehículos rígidos o el conjunto de los ejes traseros de un semirremolque Macnabb et al (2002) [134].
- Otro factor importante a tener en cuenta es la vía a considerar; como norma general se emplea la vía teórica, pero en algunos casos, se amplía ésta para tener en cuenta el punto de pivotamiento real, como propone Macnabb (2002) et al [134], que para sus cálculos emplearon como vía de cálculo, la distancia entre planos medios de rueda y en el caso de neumáticos en montaje en gemelas, la distancia entre planos medios de rueda exterior. Con este valor se tiende a aumentar el valor de aceleración lateral que determina el umbral de vuelco.

El anterior, es el menos conservador de todos los métodos de verificación estática, según Chrstos et al (1992) [35] y Dahlberg et al (2006) [43], puesto que cuando comparan los resultados con cualquier modelo que considere la flexibilidad de la suspensión y de los neumáticos, obtienen valores de aceleración máxima soportable más altos, sobreestimando el umbral de vuelco. En el caso de cisternas parcialmente llenas, el error en la predicción del umbral de vuelco se incrementa aún más.

Como el vehículo no es un sólido rígido, sino que es una combinación de sólidos, unidos elásticamente, esta simplificación no tiene en cuenta la dinámica del vuelco.

Un parámetro similar, pero que incluye aspectos subjetivos del riesgo inherente al vuelco es propuesto por Ford et al (1970) [107], para analizar el riesgo de vuelco y sus posibles consecuencias en turismos.

Ángulo de vuelco. Requiere considerar el chasis como rígido. Establece la relación entre la aceleración lateral y el ángulo de vuelco, de modo gráfico o mediante expresiones analíticas.

Se define el umbral de vuelco, como el punto al cual se produce el levantamiento de los neumáticos exteriores de un eje. Algunos autores consideran únicamente el levantamiento del primer eje Macnabb et al (2002) [134], mientras que en otros casos se considera el del último eje en despegar *Directiva 2001/85* [53], *SAE J2180* [108] y *Reglamento 111* [183].

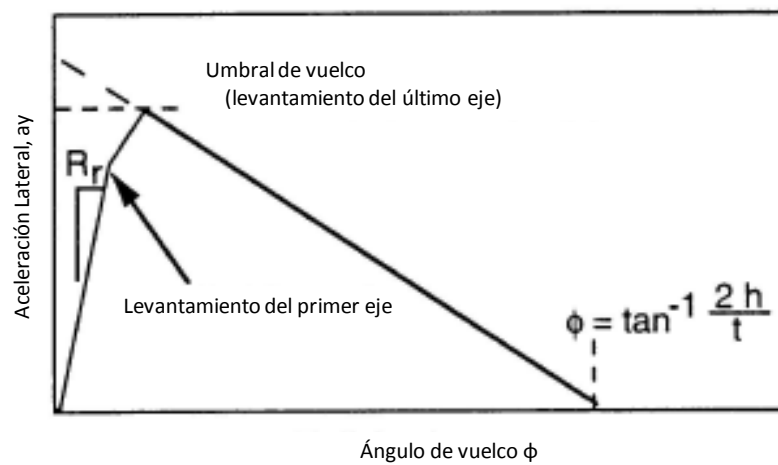


figura 3 Ejemplo de respuesta estática de un vehículo de 2 ejes [234][10]

Una aproximación similar, en la que se analiza el ángulo de vuelco, la aceleración lateral y el momento de vuelco, se muestra en figura 4 proporcionando un mejor entendimiento de la contribución individual de cada uno de los ejes. El umbral de vuelco correspondiente a la aceleración $a_{y\text{máx}}$ que se obtiene al igualar el momento primario de vuelco con el momento neto máximo de reacción, que en la figura corresponde al punto b

Sin embargo el diagrama, al emplear modelos simplificados, produce un fallo al intentar reproducir el mecanismo cuando una rueda se levanta. Según Dahlberg et al (2001) [42], cuando una rueda se levanta, el ángulo de balanceo en ese eje se reduce, no permaneciendo constante con aceleración creciente, trasladando por tanto su momento resistente al vuelco a otro eje, y como el momento de vuelco persiste, los restantes ejes se levantan más rápidamente.

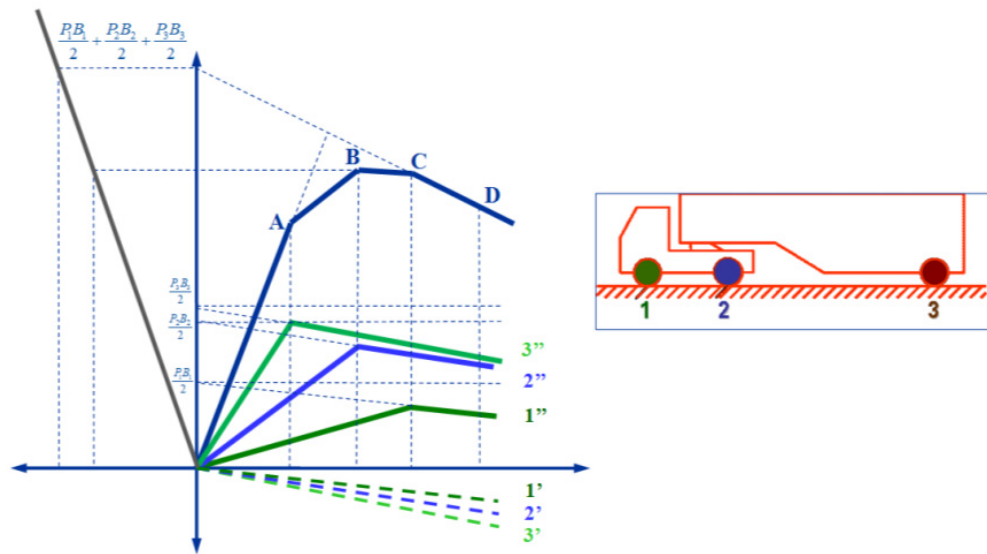


figura 4 Respuesta estática de un tractor-semirremolque Aparicio (1995)[10] y Winkler (2000)[234][235]

Widelund et al (2000) [233] investigó este fenómeno sobre plataforma de estabilidad, dando la siguiente explicación. Cuando una rueda se levanta y la aceleración es mantenida, el ángulo entre el eje y el suelo aumenta, esto implica que el momento estabilizador disminuya, porque la vía efectiva se ha reducido, y por lo tanto el momento de vuelco aumenta, elevando el eje. El ángulo entre eje y chasis se reduce, para mantener el equilibrio de momentos, al verse reducido el momento estabilizador. Él concluye que el levantamiento de los ejes reduce el umbral de vuelco, comparado con la hipótesis de que el eje levantado permanezca con un ángulo constante e igual al de levantamiento.

Energía potencial de vuelco. En vez de ángulo de vuelco, Dahlberg et al (1999) [44] propone utilizar la energía potencial, permitiendo considerar todas las flexibilidades.

Umbral de vuelco. "Static Rollover Threshold (SRT)", Comportamiento frente al vuelco en régimen estático. Es la máxima aceleración lateral que es capaz de soportar el vehículo, en régimen estacionario, sin que se produzca el vuelco. Nalcez et al (1985) [146] propone un valor mínimo de 0,35 g, éste valor se ha venido proponiendo como umbral mínimo "universal" a requerir a los vehículos.

Se puede determinar a través del ángulo de vuelco, obtenido en régimen cuasi-estático por el giro de una plataforma sobre la que se apoya el vehículo, como la tangente del ángulo de dicha plataforma, hasta el instante en el que se produce el despegue de la rueda.

$$SRT = \tan \phi_v \approx \frac{a_y}{g} \quad [\text{Ec. 4.3}]$$

El valor de la aceleración lateral de la mayoría de los vehículos pesados está en el rango de 0,3 a 0,7 g según Hutchinson et al (1990) [101].

El principal inconveniente del SRT, es que varía con la masa y por tanto con las condiciones de carga. Además en el caso de vehículos articulados, éstos pueden volcar en determinadas maniobras a aceleraciones bastante diferentes al de su valor estático.

Umbral de vuelco cuasi-estático, "Steady-State Rollover Threshold (SSRT)", Similar en concepto y forma al anterior, evalúa el comportamiento frente al vuelco en régimen estacionario. Es la máxima aceleración lateral que es capaz de soportar el vehículo, circulando en régimen estacionario, sin que se produzca el vuelco. Con este parámetro se tiene en cuenta el efecto del eje de balanceo y de la rigidez de la suspensión.

Al someter al vehículo a una aceleración lateral, como consecuencia de la flexibilidad de la suspensión, el centro de gravedad del mismo se desplaza, originando una disminución del momento resistente al vuelco.

$$\frac{a_y}{g} = \frac{V}{2 * h_{cdg}} + \frac{1}{1 + K_{\theta} \left(1 - h_{cdb} / h_{cdg_{susp}} \right)} \quad [\text{Ec. 4.4}]$$

Donde a_y representa la aceleración lateral, V la vía del vehículo, h_{cdg} la altura del centro de gravedad, K_{θ} la rigidez al balanceo de la suspensión y h_{cdb} la altura del centro de balanceo.

La diferencia entre las ecuaciones [Ec. 4.2] y [Ec. 4.4] es el *factor de flexibilidad al vuelco*, de valor prácticamente siempre inferior a la unidad.

Lozia et al (1998) [130] realizó varios cálculos cuasi-estáticos empleando tres modelos diferentes, desde el más sencillo de factor de estabilidad estático, hasta un modelo de 14 grados de libertad. Encontrando que el factor de flexibilidad al vuelco se hacía menor, cuantos más grados de libertad se incluyeran en el modelo y más flexibilidades se consideraran. Rakheja et al (1990) [173][175] al analizar las distintas flexibilidades presentes en el vehículo estima que al considerarlas, el valor del factor de estabilidad cuasi-estático es de un 64% a un 77% del obtenido como sólido rígido, calculado según las ecuaciones antes indicadas.

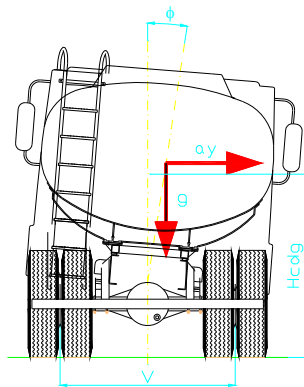
Durante la circulación en curva, el vehículo balancea debido a la flexibilidad de la suspensión, resultando en un desplazamiento lateral de centro de gravedad (cdg), lo que produce una disminución del momento resistente al vuelco, que implica considerar en los modelos el centro de balanceo (cdb) y la rigidez de la misma. Modelos matemáticos que incluyen este efecto, junto con el de los neumáticos, se pueden encontrar, entre otros, en los trabajos de Chrsots et al (1992)[35], Dahlberg et al (2006)[43], Lozia et al (1998)[130], Preston et al (1990)[169] y Ruhl et al (1997) [189].

Sin embargo, según Dahlberg (2001) [43] los vuelcos no suelen ocurrir durante circulación en curva en régimen estacionario, sino durante maniobras que implican transitorios, con aceleraciones laterales menores que el umbral de vuelco cuasi-estático "SSRT" Rakheja et al (1990) [173], lo que indica que existe un intervalo de aceleración lateral en el que el vuelco lateral puede ocurrir o no, según la intensidad de dichos transitorios.

Cómo el umbral de vuelco cuasi-estático "SSRT", es el caso más desfavorable desde el punto de vista de la estabilidad al vuelco, es necesario definir cuál es la maniobra o escenario que origina el caso más desfavorable, para de ésta forma acotar el rango de aceleraciones donde la inestabilidad lateral es posible Dahlberg et al (2001) [43].

Umbral de vuelco en aceleración. Son bastantes los autores que han tratado de definir un umbral de vuelco, tomando como referencia la aceleración lateral máxima que es capaz de soportar el vehículo sin volcar.

La aceleración lateral indicada en la ecuación [Ec. 4.5] es la aceleración lateral medida que incluye el efecto de la componente vertical de la gravedad y el balanceo de la masa suspendida.



$$I_{xx}\ddot{\phi} + c_{roll}\dot{\phi} + k_{roll}\phi = m_s a_{y_{medida}} (h_{cdg} - h_{cdb}) \quad [\text{Ec. 4.5}]$$

figura 5 Vehículo flexible. Ecuación fundamental al balanceo

Alexxander et al (1990) [94] consideraban despreciable la influencia de los dos

primeros términos, obteniendo una expresión del ángulo de balanceo simplificada:

$$\phi = \left(\frac{m_s (h_{cdg} - h_{cdb})}{k_{roll}} \right) a_{ym} \quad [Ec. 4.6]$$

$$G_{roll} = \left(\frac{m_s (h_{cdg} - h_{cdb})}{k_{roll}} \right)$$

Bernard et al (1989) [15] concluye que la rigidez lateral de los neumáticos no es un factor muy importante, por cuanto la altura del centro de gravedad y la vía de estos vehículos es bastante mayor en el vuelco estático, sin embargo sí muestra cierta influencia en condiciones dinámicas.

4.2.1.2 MODELOS Y MEDIDAS DINÁMICAS

Los vehículos exhiben inestabilidad al vuelco durante las maniobras transitorias de giro de volante. Los límites de la estabilidad lateral dinámica pueden diferir bastante de los establecidos, para situaciones estáticas “SRT” Raju et al (1998) [171]. Se han propuesto diferentes estimadores de la estabilidad lateral dinámica.

Ratio de transferencia de carga, "Load Transfer Ratio (LTR)". Se define como, el ratio del valor absoluto de la diferencia entre la suma de las fuerzas sobre las ruedas del lado derecho y las del lado izquierdo, que en el umbral de vuelco, para un eje será del 100%. En condiciones dinámicas se produce una transferencia de carga entre ruedas debido a la aceleración lateral y al balanceo de la masa suspendida. La magnitud de éste desplazamiento de la carga da una indicación directa de la estabilidad dinámica del vehículo, El Gindy et al (1992-95) [61][62].

$$LTR = \left| \frac{Fz_i - Fz_d}{Fz} \right| \quad [Ec. 4.7]$$

La ecuación anterior, indica que el “LTR” tiende a la unidad cuando toda la carga se ha transferido a un lado, al perder contacto las del contrario, lo que indica que se ha iniciado la inestabilidad del vuelco.

El Gindy et al (1995) [62], propone como valor máximo para la transferencia de carga un valor no superior a 0,6.

Se han propuesto utilizar para su determinación la deformación de la suspensión, pero esto es inviable en el caso de suspensiones neumáticas

El inconveniente de éste indicador, es la dificultad para su determinación.

Algunos autores lo obtienen empleando un algoritmo de cálculo con el ángulo de balanceo de la masa suspendida como variable o mediante filtros de Kalman, Kamnik et al (2003)[112] o estimadores de estado.

Así por ejemplo, Chen et al (1999) [33] utiliza un modelo dinámico de la masa suspendida, combinado con uno cuasi-estático de la masa no suspendida. Para caracterizarlo, emplea una aproximación lineal con la velocidad y aceleración de balanceo y para determinar los parámetros de la altura y desviación del centro de gravedad, del amortiguamiento y del momento de inercia, utilizan regresión lineal de las medidas de la aceleración lateral de la masa no suspendida del eje del semirremolque.

Otros autores, como Kammik et al (2003) [112], distinguen entre tractor y semirremolque en la formulación de la transferencia de carga. Emplean como variable el ángulo girado por las masas no suspendidas. Plantean la estimación de la transferencia para el tractor basándose en los sensores del ABS y lo estiman en función del deslizamiento y el coeficiente de rozamiento de las ruedas tractoras. En el caso del semirremolque, emplean las medidas del tractor, junto con un modelo sencillo del mismo, estimando el ángulo de balanceo mediante un filtro de Kalman extendido.

Factor de amplificación de la trasera "Rearward Amplification Factor (RWA)". La oscilación del vehículo de "lado a lado", produce mayor movimiento lateral en la última unidad que en la primera, como se muestra en la figura (figura 6). Cuando una composición de vehículos realizan un rápido giro del volante, el efecto se ve amplificado en la parte trasera, resultando en un incremento de la aclaración lateral experimentada en la última unidad, que puede provocar el vuelco de ésta, además de aumentar el espacio ocupado por el último remolque.

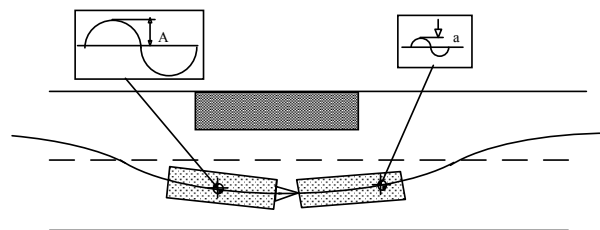


figura 6 Amplificación de la aceleración lateral

Es una medida dependiente de la frecuencia y se define como el ratio del pico (positivo o negativo) de la amplitud de la aceleración lateral, en el centro de gravedad de la unidad más retrasada de un tráiler con respecto a la aceleración

lateral controlada de 0,15 g en la cabeza tractora. Mide la amplificación de la aceleración lateral desde el tractor hasta las unidades remolcadas durante maniobras transitorias.

$$RWA = \frac{a_2}{a_1} \quad [\text{Ec. 4.8}]$$

Surge como necesidad de evaluar la influencia de excitaciones dinámicas a través del giro del volante en el umbral de vuelco del vehículo. El objetivo de estos ensayos no es el de provocar el vuelco, sino el de servir de criterio de comparación entre la sensibilidad al vuelco de diferentes vehículos. Están definidos por la *Normativa SAE 2179* [194] y la más reciente *ISO 14791:2000* [106], midiéndose durante un rápido cambio de carril a 100 km/h donde la aceleración de 0,15 g en el centro de gravedad de la tractora se debe mantener durante un periodo de 3 segundos.

El valor recomendado por el Gindy et al (1995) [62] debe ser inferior a 2,2, Un valor alto de RWA significa un vehículo muy sensible al vuelco, mientras que lo contrario implica una combinación de vehículos más estable. En el caso de vehículos rígidos, obviamente no tienen RWA, pero según Macnabb et al (2002) [134] durante los ensayos, se puede observar una diferencia entre la aceleración medida en el eje delantero y trasero. Esta diferencia se puede interpretar como una media de evaluación del comportamiento virador del vehículo, Segers et al (2008)[203].

Los vehículos cisterna, tienen un valor alto de RWA, incrementándose éste, bajo condiciones de llenado parciales. En el caso de los trenes de carretera, se propone un valor no mayor de 5,7 veces el SRT, Sweatman et al (1999) ([222].

Ratio de amortiguamiento de la guiñada, "Yaw Damping Ratio (YDR)" que es una medida de la capacidad del vehículo para amortiguar las oscilaciones laterales, de manera que un tráiler con valor bajo del YDR puede originar grandes oscilaciones, resultando en un pico de aceleración lateral, que puede superar el umbral de vuelco del vehículo.

Aunque no es una medida de la estabilidad directa, El-Gindy et al (1995) [62] lo consideran importante porque grandes oscilaciones pueden derivar en un accidente. En los trabajos para la definición de requisitos técnicos a exigir a los vehículos desarrollados en Australia [190], se propone un valor no menor de 0,15 para trenes de carretera, medido como se indica en la *Norma ISO 14971:2000*. Su valor se obtiene experimentalmente mediante el cálculo del decremento logarítmico

entre dos picos de oscilación consecutivos (x_1 y x_2).

$$YDR = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \quad [\text{Ec. 4.9}]$$

$$\delta = Ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right)$$

Umbral de vuelco dinámico, "Dynamic Rollover Threshold (DRT)". Se define como el valor mínimo, del pico de la aceleración lateral que origina el vuelco del vehículo. Ésta definición implica que el DRT es el caso más desfavorable, Dahlberg et al (2001) [45]. Se determina mediante el decremento logarítmico de la respuesta en aceleración del vehículo al someterlo a un pulso de 80° de giro de volante sobre un periodo de 0,1 segundos, con el vehículo circulando a 100 km/h. El valor recomendado para éste parámetros es de 0,15.

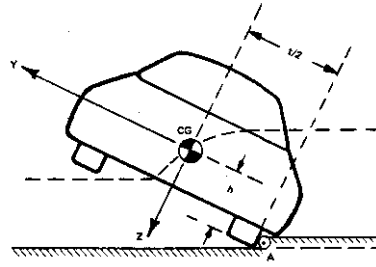
Otras propuestas para la medida de la inestabilidad dinámica han sido analizadas por Bernard et al (1989)[15], empleando el impulso de aceleración que produce vuelco, aunque limitado a un vehículo y por Marine et al (1999) [135] y Das et al (1993) [46], que muestran variaciones en la aceleración dinámica que produce vuelco.

Métrica de prevención ante el vuelco, "Rollover Prevention Metric (RPM)". Propuesto por Hinch et al (1992) [97], se define como la diferencia entre la energía cinética del vehículo y la rotacional después del levantamiento de las ruedas, dividido por la energía cinética de traslación.

$$RPM(\%) = \frac{E_i - E_r}{E_i} * 100 \quad [\text{Ec. 4.10}]$$

Es independiente de la velocidad y depende únicamente de la masa del vehículo, momento de inercia y altura del centro de gravedad.

Velocidad crítica de vuelco, "Critical Sliding Velocity (CSV)". Se define como la mínima velocidad lateral requerida para iniciar el vuelco, definida por la siguiente ecuación.



$$CSV = \sqrt{\frac{2gI_{oxx}}{Mh_{cg}^2} \left(\sqrt{\frac{TW^2}{4} + h_{cg}^2} - h_{cg} \right)}$$

$$I_{oxx} = I_{xx} + M \left(\frac{TW^2}{4} + h_{cg}^2 \right)$$

[Ec. 4.12]

Reserva de energía para prevenir el vuelco, "Rollover Prevention Energy Reserve (RPER)". Se define como la diferencia entre la energía potencial del vehículo, en una posición estable antes del vuelco y la energía cinética instantánea del vehículo, que toma valores positivos para situaciones que no producen vuelco y negativos en caso contrario

$$RPER = V_{Crítica} - Ec_{vuelco}$$

[Ec. 4.13]

Nalecz et al (1993) [147] lo define como la energía potencial en el umbral de vuelco menos la suma de las energías potenciales y cinética de vuelco del vehículo. El valor de RPER permanece positivo en condiciones normales de no vuelco.

Das et al (1993) [46] aproximan el valor del RPER mediante una función del ángulo de balanceo. Mediante una fórmula experimental, relacionan el valor del ángulo de balanceo de la masa suspendida y la aceleración lateral, con una versión modificada, que desprecia el efecto de la traslación del centro de gravedad, obteniendo mejores resultados, al disminuir el número de falsas detecciones.

Al igual que el CSV, el RPER se ha utilizado para caracterizar vuelcos inducidos por la inclinación del vehículo al impactar con algún objeto lateralmente.

Ervin et al (1998) [69] propone utilizar un sistema de aviso de riesgo de vuelco "**Rollover Stability Advisor RSA**", que constituye un sistema para mostrar información al conductor de las condiciones de inestabilidad en función de la aceleración lateral. El algoritmo empleado compara y predice la aceleración de levantamiento de las ruedas del semirremolque y la trasera del tractor empleando parámetros predefinidos por medio de un ensayo sobre plataforma, medidas dinámicas y un modelo cuasi-estático.

Índice de vuelco. Propuesto por Hac et al (2004) [94] mediante un algoritmo que estima el vuelco del vehículo en función de la aceleración lateral medida, la aceleración al balanceo y el ángulo estimado de vuelco. La forma de esta función

depende de los parámetros específicos del vehículo, tales como el umbral de vuelco en aceleración, medido en condiciones cuasi-estáticas o mediante simulación.

$$RI = f(a_{ym}, w_{mc}, \phi_e) \quad [\text{Ec. 4.14}]$$

El índice propuesto por [Ec. 4.14] asume que el vehículo está equipado con un control de guiñada, que reduce la velocidad lateral del mismo. Si no dispone de éste, el vehículo puede generar un ángulo de deriva lateral importante, que puede superar la velocidad crítica de vuelco. En tal caso el índice de vuelco incluye también la velocidad lateral en el algoritmo.

$$RI = f(a_{ym}, w_{mc}, \phi_e, V_{ys}) \quad [\text{Ec. 4.15}]$$

Este índice, se puede interpretar como un indicador de la probabilidad de vuelco del vehículo en una situación dinámica dada. El índice se escala de forma que tome valor nulo para condiciones normales de circulación y valor unidad cuando el vuelco es virtualmente posible en ausencia de otra acción. La magnitud del control activo de vuelco debería ser proporcional al valor de este índice.

Para la medida y determinación de la aceleración, ángulo y ratio de vuelco, proponen la combinación de medidas simples y estimaciones mediante algoritmos de estimación de parámetros (observadores), que elimina los inconvenientes de la estimación con una sola lectura:

Cheng y Peng et al (1999) [33] proponen más recientemente una métrica, basada en el tiempo hasta el vuelco, ***“Time to Rollover” (TTR)*** como un indicador del riesgo de vuelco para un sistema de control activo. Se define como el tiempo necesario para que el semirremolque alcance al ángulo de vuelco crítico. Se determina utilizando un algoritmo con un modelo del vehículo y redes neuronales, cuya entrada es la aceleración lateral. En caso de no volcar, el TTR es suficientemente alto (3 seg), el inconveniente es que se requiere muchos parámetros de entrada, cómo la rigidez al balanceo, la posición del centro de gravedad, parámetro que varía grandemente en función de la carga, además de los datos experimentales para el aprendizaje de la red neuronal.

Empleando redes neuronales recurrentes de alto orden, Sánchez et al (2004) [199] modelizan el comportamiento del vehículo. El modelo de vehículo empleado, tractor y semirremolque, tiene catorce 14 grados de libertad, con comportamiento no lineal de la suspensión y de los neumáticos y la ley de aprendizaje, se basa en la metodología de Lyapunov, que estabiliza el error en el guiado, actuando sobre la

velocidad y el ratio velocidad guiñada del vehículo para reducir la aceleración y el ángulo de balanceo durante la circulación en curva.

Fernández (2001) [81]y Díaz et al[51], proponen una metodología para la determinación del umbral de vuelco en autobuses y autocares, basándose en un modelo analítico, simulado mediante un sistema de ecuaciones, que reproduce el comportamiento lateral al vuelco del vehículo, determinando el umbral de vuelco, como el valor de aceleración lateral que produce el levantamiento de las ruedas del vehículo, validando los resultados con ensayos dinámicos.

Trent et al (2002) [226] proponen un método para predecir el potencial vuelco del vehículo, empleando algoritmos genéticos como herramienta de predicción, en función de la presión en los neumáticos, que predice el vuelco con 50 intervalos de tiempo de integración de anticipo. El valor instantáneo de la presión de inflado de los neumáticos es comparada con valores calculados a partir de la velocidad, aceleración lateral y de balanceo así como ángulo de balanceo.

En general, los algoritmos de detección del riesgo de vuelco deben de permitir al conductor reaccionar en un tiempo razonable, igualmente como factor de seguridad requieren de una disminución de los valores límites. Esto hace que en la gran mayoría de los casos el riesgo de vuelco se notifique a un 75% del umbral límite, Geroge et al (1992) [88].

4.2.2 DINÁMICA DEL VEHÍCULO

La dinámica de los vehículos industriales ha sido ampliamente estudiada, en especial en lo referente a su estabilidad direccional. En este sentido, son muy abundantes los trabajos realizados sobre las características de frenado del vehículo y la influencia de las principales variables.

También existe importante documentación relacionada con las características dinámicas de la marcha, en especial en lo referente a la suspensión del vehículo, observada desde dos puntos de vista, por un lado el confort y la incidencia en la estabilidad direccional y por otro la minimización del dañado de la carretera, Cebon et al (1999) [29].

Sampson et al (1998) [198] señala como principales causas de vuelco las siguientes: desviación repentina de la trazada, a menudo en combinación con frenada severa desde altas velocidades, velocidad excesiva en curvas y posibles desplazamientos de la carga

Dahlberg et al (2001) [42] y (2006) [43] analiza la estabilidad de vehículos articulados, indicando que en situaciones críticas de la marcha del vehículo, tales como en algunas maniobras de esquivar, se llegan a alcanzar los límites de estabilidad del vehículo sin que los conductores consigan controlar el vehículo.

Su estudio se centra en predecir qué potenciales vuelcos son evitables y cuáles no, así en 1999 el 42% de los vuelcos hubieran podido ser evitables mediante un sistema de control de estabilidad.

Señala que las principales causas de vuelco son:

- Somnolencia o despiste del conductor.
- Vehículos con un umbral de vuelco muy bajo.

Clasifica los vuelcos en dos grupos según su tipología.

VUELCO	
FUERA DE CALZADA 50%-90%	EN CALZADA 10%-50%
Sin intervención del conductor.	Dentro de estos distingue entre: <ul style="list-style-type: none"> • Maniobra inducida • Desplazamiento lateral • Guiñada Se producen al deslizarse lateralmente el vehículo, que al intentar reorientarse gira bruscamente, produciendo un aumento de la aceleración lateral. Trepiezan con un obstáculo o colisión con otro vehículo
FORMA DE EVITARLO	
Un porcentaje podría evitarse con un sistema de control de guiñada, ya que esta es la principal causante de la salida de vía.	Un porcentaje se podría evitar con un sistema de control de guiñada. Si no se llega a saturar la fuerza lateral en los neumáticos requeriría de un sistema de control activo anti-vuelco. En los motivados por colisión, la forma de evitarlos, es evitar la colisión.
CAUSAS	
Salidas de vía laterales Escalón lateral, colisión lateral, embarrancamiento en una zona blanda	Desplazamiento lateral o salida parcial de vía. Guiñada excesiva. Colisiones.

figura 7 Tipología de vuelcos, causas y vías de actuación (E. Dahlberg et al [42][43])

En su estudio, señalan como principales parámetros que afectan al vuelco, la altura del centro de gravedad, el ancho de vía, la altura del centro de balanceo equivalente de la suspensión, la rigidez total al vuelco del vehículo y la distribución de ésta entre los distintos ejes, así como el recorrido libre de la suspensión y de la quinta rueda.

Por otra parte, indica que la flexibilidad al vuelco del carrozado, afecta mínimamente en giro estacionario, pero su incidencia en condiciones dinámicas puede ser algo más importante. En cuanto a la rigidez al vuelco del bastidor, señala que su influencia puede ser beneficiosa en condiciones estáticas, pero que es perjudicial en condiciones dinámicas. Igualmente señala que las inercias y la geometría del vehículo afectan al comportamiento dinámico del mismo, al modificar la frecuencia natural y la ampliación del ángulo de vuelco en el caso de remolques.

Winkler et al (1983) [234] (2000) [235] justifican la equivalencia entre el ensayo de vuelco en condiciones cuasi-estáticas sobre plataforma y los ensayos dinámicos. Introduce algunos conceptos para evaluar el comportamiento dinámico del vehículo, indicando que la frecuencia a la que se produce el vuelco para un semirremolque a media carga, puede situarse en 2 Hz, disminuyendo a la mitad cuando el vehículo está completamente cargado, valores de frecuencia que caen dentro del rango de frecuencias de la excitación en maniobras de emergencia, por lo que es posible la aparición en la respuesta del vehículo de fenómenos de acoplamiento o resonancias.

Delanne et al (2003) [48] analizan la posibilidad de simular el levantamiento de las ruedas y por consiguiente el vuelco del vehículo al someterlo a distintas maniobras. Para ello propone un modelo de simulación multi-cuerpo (PROSPER V4), obteniendo los parámetros de entrada mediante ensayos de tracción y frenado longitudinales y algunos de maniobrabilidad a velocidad reducida, así como ensayo en plataforma de estabilidad. Para la validación experimental, emplean un camión rígido de tres ejes, instrumentado con diferentes sensores y GPS y dotado de un dispositivo estabilizador antivuelco, siendo además grabado mediante video para detectar el levantamiento de las ruedas.

Las maniobras elegidas para la simulación fueron ensayos circulares y trayectorias de entrada y salida a rotondas, que habían sido previamente medidas de dieciocho rotondas reales. Los parámetros de ensayo fueron la velocidad y condición de carga (altura del centro de gravedad, reparto longitudinal y masa).

En sus ensayos, la aceleración lateral que provoca el vuelco del vehículo es siempre mayor en los ensayos sobre plataforma de estabilidad (entre un 8% y un 15% más, véase figura 8) que en los ensayos dinámicos, argumentando como razón la posible perturbación de la rugosidad y defectos de la carretera, así como la acción del viento.

Analizaron además la influencia de la posición longitudinal del centro de gravedad en la estabilidad lateral, concluyendo que retrasando la posición del mismo un metro, aumenta el umbral de vuelco un 10%, como es lógico al tener el eje trasero mayor rigidez al balanceo.

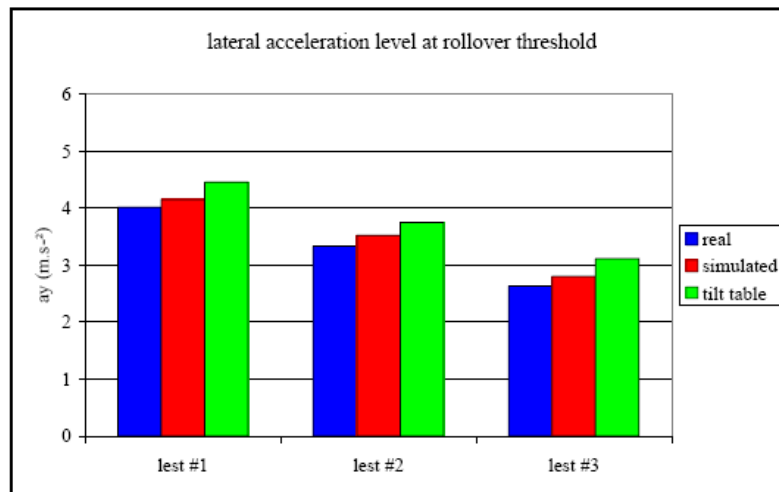


figura 8 Comparación entre ensayos dinámicos y estáticos. (Delanne [48])

Shuichi et al (2004) [206] analiza el comportamiento del vehículo al ser sometido a ensayos sobre plataforma de estabilidad, maniobra circular de 70,8 m de radio y cambio de carril simple de 3,6 m. en 50 m., aunque no es posible comparar los umbrales, porque en los ensayos dinámicos no dispusieron de elementos auxiliares para prevenir el vuelco, no alcanzado los mismos niveles de aceleración que en los ensayos estáticos.

Analiza los valores pico y los retrasos de éstos frente a la maniobra de volante que los ha producido. Como es lógico, cuanto mayor sea la carga, mayor es el ángulo de balanceo experimentado, pero destacan que ése ángulo es varias veces mayor en los ensayos de simple cambio de carril que en los experimentados en el giro estacionario o en la plataforma, teniendo en éstos dos últimos casos una menor rigidez al balanceo.

Destaca además, el hecho de que en el caso del vehículo descargado, los tres ensayos producen los mismos efectos sobre el vehículo, independientemente de que el ensayo fuese estático o dinámico. Por el contrario, el comportamiento a guiñada no se ve significativamente influenciado por la carga.

En cuanto al desfase entre el valor pico de la excitación (giro de volante) y la respuesta, demostraron que la guiñada muestra un pequeño desfase independientemente del nivel de carga, mientras que la aceleración lateral y el

ángulo de vuelco se desfasa bastante con respecto al giro del volante, aumentando éste con la carga y la velocidad.

La respuesta en frecuencia del vehículo ante entradas aleatorias de giro de volante mostraron que la carga no afecta mucho a la respuesta en guiñada y si al balanceo, aumentando tanto la ganancia como el desfase para un amplio rango de frecuencias. La aceleración lateral también es afectada por la carga aunque en menor grado, disminuyendo la ganancia con la carga y disminuyendo el desfase a bajas frecuencias y aumentando a altas.

Para la modelización, emplean un modelo de tres grados de libertad (posición lateral, guiñada y balanceo), con comportamiento no lineal de los neumáticos, pero que necesita para mejorar su comportamiento estimar correctamente el amortiguamiento al balanceo.

En Schröder et al (1995 y 1996) [26], [27] se muestran algunos resultados obtenidos por modelización mediante simulación multibody con ADAMS de un tractor semirremolque, con un modelo de neumático basado en la fórmula mágica de Pacejka. El vehículo se considera flexible, tanto el tractor como el semirremolque. Las maniobras de ensayo que emplearon fueron:

- Giro estacionario, para determinar el comportamiento subvirador o sobrevirador del vehículo en función de la aceleración lateral. Los radios de giro fueron de 30 y 100 metros, obteniendo aceleraciones laterales de 6 m/s^2 .
- Entrada sinusoidal de volante, para evaluar la respuesta en frecuencia y el grado de aviso de la respuesta del vehículo en función de la entrada en el volante, medidos en base a la amplitud y el ratio amplitud con respecto a la entrada de volante, así como el desfase entre ellas en función de la frecuencia, siendo el más recomendable para vehículos industriales según ellos. Las velocidades variaron desde 60 hasta 75 km/h, con unas frecuencias que varían entre los 0,2 Hz y los 2 Hz correspondiendo con el límite del comportamiento del conductor. El valor de aceleración lateral alcanzado es de $2,5 \text{ m/s}^2$ a 0,2 Hz.
- Simple cambio de carril, para evaluar el giro de volante necesario y el efecto en el cambio de carril como consecuencia de una excitación en guiñada, con unas velocidades que empezaron en 50 km/h.
- Frenado en curva de radio 100 m, con una aceleración lateral de 2.5 m/s^2 incrementando el valor de la deceleración longitudinal.

Para el desarrollo de la tesis, se plantean utilizar como parámetros de cuantificación del umbral de vuelco de los vehículos, los siguientes:

- Ángulo de vuelco del vehículo, obtenido sobre plataforma de estabilidad, por cuanto es método de ensayo propuesto Reglamento R111
- El umbral de vuelco en aceleración cuasi-estática, que es equivalente al anterior, pero definido como el valor de máxima aceleración lateral, por cuanto es el requisito a verificar con el Reglamento 111.

Como se ha indicado, en condiciones dinámicas, los umbrales pueden diferir, siendo uno de los objetivos a desarrollar, la determinación del grado de equivalencia entre ambos.

En cuanto a los indicadores dinámicos, los únicos que son de aplicación directa para evaluar la estabilidad lateral, son el umbral de vuelco dinámico y la velocidad crítica de vuelco. El primero requiere de un pulso de giro de volante, que resulta difícil de reproducir experimentalmente por un conductor. El segundo, velocidad crítica de vuelco, será evaluado experimentalmente.

El resto, son indicadores del riesgo de vuelco que, como en el caso del parámetro de transferencia de carga, es un indicador de cómo de próximo se está al umbral de vuelco, pero no de cuál es su valor. Para su determinación se requieren de modelos de cálculo específicos o como en este último del empleo de llantas instrumentadas para su determinación mediante ensayos.

4.3 ESTUDIOS SOBRE LOS FENÓMENOS DE OLEAJE

El chapoteo u oleaje puede definirse como la reacción dinámica de una carga en el interior de un tanque, como consecuencia del movimiento de un líquido con superficie libre. El efecto sobre la estructura es la generación de una carga, también dinámica. Aparecen dos conceptos fundamentales a la hora de considerar este efecto, Abril et al (2005) [3]

- Presencia de un fluido con superficie libre moviéndose, siendo especialmente importante la posición de la superficie libre.
- Aparición de la carga dinámica que provoca su desplazamiento.

Las características del oleaje vienen determinadas por la existencia de una superficie libre, las dimensiones del tanque y el nivel de llenado. Existen además otros aspectos que contribuyen a la dificultad de tratamiento de éste fenómeno.

En primer lugar se trata de un fenómeno de carácter no lineal, aunque en algunos casos, se puedan hacer aproximaciones lineales. Es también un fenómeno muy dependiente del carácter periódico de los movimientos del continente, pudiendo aparecer fenómenos de resonancia.

En general y como primera aproximación, se puede admitir que se da la resonancia, cuando la longitud de onda de las olas superficiales, en el tanque, iguala al doble de la dimensión del mismo en la dirección del movimiento.

Además, en el caso de vehículos, hay que añadir el efecto del desplazamiento de la masa del líquido que modifica la posición de su centro de gravedad.

En su análisis habría que distinguir entre frecuencias alejadas de la resonancia, en las que pueden ser válidas algunas de las aproximaciones lineales y frecuencias próximas a la resonancia, en las que los efectos no lineales, como la formación de saltos hidráulicos, para bajos niveles de llenado, son más importantes.

Otros fenómenos como las olas rompientes o impactos en el techo del tanque, introducen disipación y amortiguamiento que alteran la linealidad del proceso y modifican las frecuencias de resonancia.

Las aproximaciones analíticas para predecir éste fenómeno se basan, fundamentalmente, en simplificaciones lineales y en la introducción de hipótesis simplificadoras, como por ejemplo, la ausencia de viscosidad. Además, las soluciones explícitas de las ecuaciones sólo son posibles en un número reducido de geometrías, por el problema de solucionar las condiciones de contorno en las paredes del tanque y también por la evaluación de la superficie libre del líquido en un dominio cambiante con el tiempo.

En la mayor parte de los estudios relacionados con el oleaje, el análisis de los esfuerzos generados, se ha realizado basándose en la teoría de flujo potencial "Potential Theory", que ya fue empleada para tanques rectangulares por Graham y Rodríguez et al (1952) [92][91]. Se basan en la distribución de fuentes en el contorno del tanque, las cuales dan lugar a un potencial, cuyo gradiente es el campo de velocidades, Abril y Souto (2005) [4].

Otros estudios que han incluido la teoría anterior, para analizar el oleaje son los trabajos desarrollados por Faltinsen et al (1974) [72][73] que incluyen no linealidades, descomponiendo la evaluación de la superficie libre, como una suma de modos y más tarde (1990) [74][75], desarrollando un sistema de ecuaciones diferenciales para evaluar la amplitud de los mismos, que pueden ser resultados

numéricamente o mediante el uso de un sistema modal asintótico (2002)[70].

Popov et al (1993) [168] obtuvo el valor de la amplitud y frecuencias naturales amortiguadas del oleaje del fluido dentro de una virola circular, sometida a una aceleración que simula un giro constante. Las soluciones estacionarias las obtuvieron de modo analítico, a partir del equilibrio hidrostático, mientras que las transitorias, las obtuvieron por integración numérica de las ecuaciones de Navier-Stokes, continuidad y cantidad de movimiento para un fluido con superficie libre, con un error similar al obtenido con el estacionario.

Establece como principales parámetros: el número de Reynolds, la magnitud de la aceleración de la excitación y el factor de llenado, siendo su influencia la siguiente:

- $Re > 10^3$ muy poco efecto en la magnitud y frecuencia del oleaje.
- $Re < 10^3$ la diferencia en la magnitud y frecuencia aumenta rápidamente de manera que los fluidos más viscosos vibran más despacio.

Cada incremento en la excitación aumenta la magnitud del momento y fuerza lateral y disminuye la frecuencia del oleaje.

El incremento en el factor de llenado hace disminuir la amplitud de los parámetros del oleaje y aumenta la frecuencia.

En general, estos métodos sólo son aplicables a pequeñas amplitudes de excitación, no siendo válidos para bajos factores de llenado o situaciones con aguas poco profundas o a tanques de formas complejas. Igualmente no reproducen el impacto, ni consideran efectos disipativos de la viscosidad, que tienen que ser introducidas con parámetros experimentales.

4.4 ANÁLISIS EXPERIMENTAL DEL OLEAJE

Al igual que en otras disciplinas de la mecánica de fluidos, el análisis experimental constituye una de las bases sobre las que se fundamenta el desarrollo de formulaciones matemáticas para explicar su comportamiento o para desarrollar nuevos diseños.

En referencia al oleaje en el interior de tanques, ha constituido la herramienta básica de análisis en el campo de la ingeniería naval, siendo abundantes los estudios que describen en mayor o menor medida una campaña experimental.

El análisis de la literatura existente revela una gran variedad de técnicas y

dispositivos experimentales para soportar el tanque y generar la excitación, que abarcan tanques suspendidos, a modo de péndulo Ibrahim (2005) [103], tanques montados sobre guías, que son excitados lateralmente, Pal et al (2001)[145] Romero et al (2006) [186][187][188], Werner et al (1961) [232] y Zhanqui et al (1995)[246] y tanques montados sobre cojinetes neumáticos que permiten excitarlos en balanceo, Su et al (1984) [214][215][216][217] y Delorme (2005) [49] y hasta dispositivos con seis grados de libertad de movimiento del tanque Wendel et al (2002) [231], entre otros.

Como mecanismo de excitación hay, igualmente, gran variedad, pasando por dispositivos de excitación libre, imponiendo una posición inicial, dejando oscilar el tanque libremente, o con excitación forzada, controlada mediante motores eléctricos o excitadores.

Como instrumentación empleada en los dispositivos, al igual que en los casos anteriores, existe una gran variedad. Como en la modelización de fluidos multifase, la posición de la superficie es una de las variables más representativa, son abundantes los investigadores que han optado por esta técnica. Para ello, han utilizado flotadores que accionaban potenciómetros, sensores ópticos de distancia o incluso mediante procesamiento de las imágenes, Bottiglione et al (2007) [22].

Dependiendo del fin perseguido, gran parte de los investigadores han optado por la medida de la fuerza y el momento en la base del tanque o, en el caso de balanceo, en aplicaciones navales, medida del par y la presión del fluido en localizaciones específicas del tanque.

4.5 APROXIMACIÓN TEÓRICA DE LAS FRECUENCIAS NATURALES

El estudio de la frecuencia natural de oleaje en tanques ha sido estudiada experimentalmente con modelos a escala por Strandberg et al (1978) [213], comparando diferentes geometrías de tanques, tales como circular, elíptica y “súper-elíptica”, con diferentes niveles de llenado. Los resultados del estudio fueron usados para predecir la aceleración lateral crítica causantes el vuelco de camiones cisterna, concluyendo que la frecuencia natural del oleaje causante del vuelco crece en el siguiente orden: súper-elíptica, elíptica y circular, mientras que la estabilidad del vehículo crece en el mismo orden, a pesar de que el centro de gravedad de la masa aumenta también en este orden para factores de llenado intermedios.

Empleando la teoría potencial de flujo lineal, se han establecido los valores de la frecuencia del primer modo anti simétrico de oleaje para secciones rectangulares, Abramson et al (1960) [2] y para circulares por Bundiansky et al (1960) [25].

Donde λ_n es el ratio de profundidad del líquido dependiente de la frecuencia, que ha sido ajustado a los valores teóricos propuestos por Budiansky et al (1960) [25]. por Deng et al (2008) [50] según la siguiente expresión para $H \leq R$.

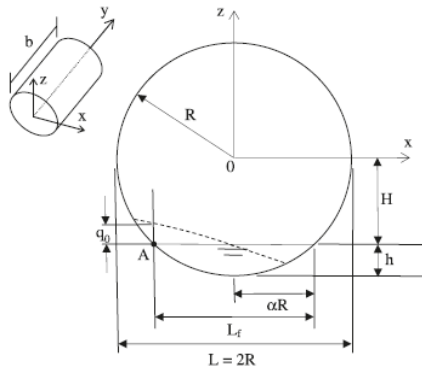


figura 9 Frecuencia de los modos de oleaje en una sección circular

$$\lambda_1 = \left(\frac{h}{2R} \right)^{3.129} + 1.542 \left(\frac{h}{2R} \right) \quad [\text{Ec. 4.16}]$$

$$\omega_{hc} = \sqrt{\frac{\lambda_n g}{R}} \quad [\text{Ec. 4.17}]$$

Para el resto de geometrías, Romero et al (2003) [186] [188] proponen emplear la siguiente aproximación, según la cual, en el caso de líquidos ideales e incompresibles, la velocidad de la superficie de la ola es función de la longitud de onda “ λ ”, de la profundidad del contenedor h y de la aceleración producida por la gravedad g . La velocidad de la ola nos viene dada por la siguiente ecuación:

$$c = \left(\frac{g \lambda}{2\pi} \tanh \frac{2\pi h}{\lambda} \right)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{Ec. 4.18}]$$

Aunque esta ecuación no se suele usar para longitudes de onda muy pequeñas, del orden de 2 a 3 cm, ni para amplitudes relativamente grandes. Fluidos como el agua, el combustible diésel, la gasolina y otros se pueden considerar como cercanos a fluidos ideales. De este modo, la ecuación [Ec. 4.18] se aplica para problemas de oleaje producidos por estos líquidos en tanques de vehículos cisterna, en los que no se generen amplitudes muy grandes, ni ondas en la superficie del líquido muy pequeñas que sean de interés.

Los efectos no lineales llegan a ser importantes cuando el oleaje es violento, y esto ocurre cuando la excitación aplicada sobre el tanque está cerca de la frecuencia de resonancia del oleaje.

Para la n -ésima frecuencia de resonancia en un limitado, homogéneo y

unidimensional medio, de longitud L , longitud de onda λ , se cumple la siguiente ecuación, considerando que no hayan pérdidas por fricción, ni desplazamiento del límite de fase diferente de π :

$$L = \frac{n\pi}{2} \quad [\text{Ec. 4.19}]$$

En su trabajo, se asume que ambas condiciones son satisfechas por una onda en una superficie líquida que incide sobre una pared sólida. La enésima frecuencia de resonancia f nos viene dada al sustituir la ecuación [Ec. 4.19] en la [Ec. 4.18] y teniendo en cuenta que $f=c/\lambda$:

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{cn}{2L} = \left(\frac{gn}{4\pi L} \tanh \frac{\pi hn}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{Ec. 4.20}]$$

Para aguas profundas, $h \rightarrow \infty$, entonces $\tanh \frac{\pi hn}{L} \rightarrow 1$, por lo que la ecuación [Ec. 4.20] se reduce a:

$$f \approx \left(\frac{gn}{4\pi L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{Ec. 4.21}]$$

Esta aproximación puede llegar a ser buena, cuando la profundidad h es, por lo menos, tan grande como la mitad de la longitud de onda.

Cuando la profundidad es constante y finita, una aproximación muy usada para frecuencias de resonancia en un tanque no rectangular, es a través de la ecuación [Ec. 4.20] empleando el valor promedio de la profundidad del líquido \bar{h} .

Por último, es interesante analizar el efecto de la variación de la profundidad en el líquido $h(x)$. La velocidad de la ola sería en este caso función de la posición x a lo largo de la superficie del líquido ($\bar{c}(x) \equiv c(h(x))$), donde x está situada en la dirección de propagación de la onda y $c(h)$ nos viene dada por la ecuación [Ec. 4.18]. En un medio en el cual haya una pequeña variación de la velocidad de la ola $c(x)$, la frecuencia de resonancia puede ser obtenida de la siguiente manera:

$$f = \frac{\bar{c}}{2L} \quad [\text{Ec. 4.22}]$$

Donde la velocidad media \bar{c} nos la da:

$$\bar{c} = \frac{L/2}{\int_{0.4a}^{L/2} \frac{dx}{c(x)}} \quad [\text{Ec. 4.23}]$$

Para bajos valores de n , el índice de cambio de \bar{c} es más rápido con respecto a la, ahora más larga, longitud de onda. Cuando existe una discontinuidad o un rápido cambio de la velocidad de la onda, ocurre una reflexión, por ejemplo, en un tanque con forma elíptica, en el que la profundidad del líquido decrece rápidamente cerca del final de la superficie libre, también lo hace la velocidad, pero en mayor medida, y la mayoría de la energía de la onda es así reflejada antes de alcanzar el extremo de la superficie libre.

Como consecuencia, la longitud efectiva, que ahora llamaremos L_c , es ahora más corta que la longitud geométrica L : $L_c < L$:

$$\left| \frac{d\bar{c}(x)}{dx} \right| > a_{crit} \quad [\text{Ec. 4.24}]$$

Como $L_c < L$, esta nos dará frecuencias de resonancia mayores que las que habíamos obtenido suponiendo una profundidad constante.

En conclusión, para los modos más bajos, de profundidad constante del tanque, se subestimarán probablemente la frecuencia de resonancia, mientras que para modos más altos, ésta será sobrestimada en su cálculo.

Para tanques con llenados en el entorno del 50%, la frecuencia será controlada por la profundidad.

Por otra parte, empleando la teoría de potencial lineal, en la que se basa las ecuaciones que permiten determinar la frecuencia natural en tanques rectangulares, Seyyed et al (2009) [204] realizan un análisis del oleaje en el interior de tanques elípticos, empleando una sucesiva transformación de coordenadas, junto con un método de separación de variables, para poder emplear la teoría de flujo potencial lineal establecida para secciones rectangulares.

En los trabajos desarrollados por Biswal et al (2003) [19], se compara la predicción de la frecuencia según la teoría propuesta por Abramson et al (1960) [2] con los valores obtenidos mediante la modelización por elementos finitos, demostrando además como con la inclusión de rompeolas, se modifica sustancialmente su valor y el cálculo aproximado de la misma, pierde validez.

4.6 MODELOS DE EQUIVALENCIA MECÁNICA

Generalmente la presión hidrodinámica de un líquido contenido en un recipiente rígido tiene dos tipos de componentes.

- Una componente es directamente proporcional a la aceleración del tanque y es causada por parte del fluido que se mueve al unísono con el tanque.
- Otra componente, conocida como “presión convectiva” que experimenta oleaje en la superficie libre. Esta componente puede ser simulada mediante una serie de analogías mecánicas, como masa-muelle o masa suspendida de un péndulo Ibrahim (2005) [103][105].

Esto permite reproducir su efecto mediante modelos mecánicos equivalentes. La equivalencia mecánica se refiere a igual fuerza y momento actuantes en el tanque, que reproducen el oleaje, por lo que el problema de la dinámica del conjunto puede formularse más simplemente, Abramson et al (1960) [2], Dodge et al (2002) [57] Ibrahim (2005)[103].

Cuando el movimiento del líquido es plano y lineal, es posible desarrollar una metodología de simulación, basada en una serie de masas unidas elásticamente mediante muelles y amortiguadores al recipiente o una serie de péndulos simples. Para oleajes no lineales, se pueden emplear péndulos compuestos, o esféricos, que emulen el movimiento rotacional y caótico del oleaje.

Graham et al (1951) [91][92] desarrolló un péndulo equivalente para representar las oscilaciones de un líquido con superficie libre en un tanque estacionario y más tarde con una masa unida por muelles. Pinson et al (1964) [166] determinó las constantes del muelle, para tanques de combustible de cohetes de sección cilíndrica con base y techo con forma de elipsoide flexible. Bauer et al (1966) [12] desarrolló un modelo de equivalencia, que reproducía el oleaje en un tanque rectangular. Dodge et al (1966) [58] introdujo modelos mecánicos con cabeceo para cohetes. Aliabadi et al (2003) [205] compara entre los resultados obtenidos utilizando un símil de péndulo, en el que toda la masa está sujeta a oscilación, con lo obtenidos mediante simulación con elementos finitos y formulación implícita.

En general, los modos de oleaje han sido ampliamente utilizados para analizar el comportamiento del líquido en tanques, Bauer et al (1981) [13][14], Ibrahim (et al 2002)[105], Metz et al (1992) [141], Popov et al (1993) [168].

Por otra parte, como el fluido no es rígido, la determinación del momento de inercia no es trivial y ha sido objeto de numerosos estudios, entre los que destacan, por su análisis numérico, el propuesto por Patrom et al (1985) [159] y basados en experimentación, los desarrollados por Su et al (1982)[218], Sumner et al (1964-65)[220] y Werner et al (1961)[232], en los que establecieron de modo experimental modelos analíticos y los valores del amortiguamiento de líquidos agitados en tanques esféricos, esferoides achatados y cilíndricos.

Más ejemplos de uso de analogías mecánicas pueden encontrarse en los trabajos de Meseguer et al (2003)[82] aplicados a tanques rectangulares abiertos.

Sayad et al (1999) [201] muestran una forma de determinar el momento de inercia y el coeficiente de amortiguamiento de un líquido en un tanque cilíndrico con rompeolas y Werner et al (1961) [232] desarrollaron un algoritmo para la extracción de los parámetros de los modelos equivalentes, basándose en la respuesta del líquido, una vez que cesa la excitación del tanque (respuesta libre).

Las analogías mecánicas, también han sido empleadas para analizar el comportamiento dinámico con sistemas multi-cuerpo y efecto del oleaje por Rumold et al (2004) [191] en camiones y por Ebert et al (1989)[60], Enright et al (1994)[64], Bottiglione et al (2007)[22], Nickkawde et al (2004)[150] en cohetes. En ambos casos, empleaban únicamente modelos con masas oscilantes, pero el principal factor a considerar es que con ellos, no es posible reemplazar completamente al oleaje mediante una masa y un momento de inercia que está rígidamente unido al tanque, por lo que es necesario recurrir a sistemas de masas-muelles o péndulos. Éstas son necesarias para duplicar las fuerzas oscilantes provenientes de la acción ejercida por la onda en la superficie libre.

Otro ejemplo de uso de analogías mecánicas es el propuesto por Mason et al (2005)[137], que reproduce el comportamiento fluido mediante un péndulo con una inercia adicional, para generar un retardo en el tiempo de establecimiento del modelo.

Los principios básicos para el establecimiento de los modelos de equivalencia mecánica se basan en las siguientes condiciones:

- Se tiene que conservar la masa y los momentos de inercia.
- El centro de gravedad debe de ser el mismo para pequeñas oscilaciones.
- El sistema debe de poseer los mismos modos de vibración y producir la

misma amortiguación de la fuerza de oscilación.

- Las componentes de fuerzas y los momentos bajo ciertas excitaciones en el modelo deben de ser equivalentes a las producidas en el sistema.

Manteniendo estas premisas, es posible determinar el valor de los parámetros del modelo mecánico de equivalencia a partir de las frecuencias naturales. Para ello se evalúan las fuerzas y momentos generados por el oleaje en los primeros instantes, después de parar la excitación, según proponen Abramson et al (1926)[2] y Dodge et al (1966) [57] y Ibrahim [103] (2005).

No obstante, para una correcta representación del líquido, es necesario incluir un número infinito de masas oscilantes, aunque es generalmente aceptada la representación mediante modelos con sólo una masa oscilante que reproduce el efecto del modo fundamental, siempre que la frecuencia de la excitación esté alejada de la del resto de los modos.

Además, es casi imposible incluir más de una masa, en aquellos recipientes para los que no existe una formulación analítica o en los que los parámetros inerciales deben ser obtenidos mediante un programa de experimentos Abramson et al (1966) [2].

En general, los modelos de equivalencia mecánicos, proporcionan una buena aproximación para reproducir la dinámica del líquido, si la frecuencia de excitación está alejada de la de resonancia. Cerca de ésta, la modelización no es válida y se tiene que utilizar análisis no-lineales.

Por otra parte, está la variación de la respuesta con las condiciones del flujo, de manera general es posible establecer básicamente tres regímenes de comportamiento del fluido, definidos por Ibrahim et al (2001-2005) [103][105].

Para pequeñas oscilaciones, en las que la superficie libre del fluido permanece plana sin rotación alrededor del centro de giro del péndulo. El régimen puede ser descrito por una ecuación lineal, para el primer modo de vibración asimétrico, siendo equivalente a un péndulo en el que se aproxima $\text{Sen}\phi \approx \phi$.

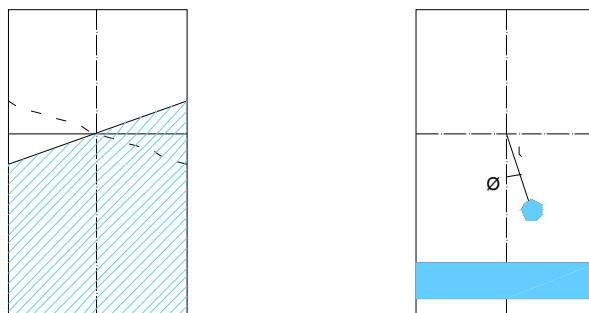


figura 10 Modelo de péndulo lineal

Régimen con una amplitud de la oscilación relativamente grande, en las que la superficie libre experimenta oscilaciones no planas. Éste, se puede describir por una ecuación diferencial con una débil no linealidad, como puede ser un péndulo simple estándar, en el que existe movimiento relativamente grande, definido por la ecuación [Ec. 4.25]. Para modelizar el movimiento no plano y la rotación del oleaje, se tiene que reemplazar el péndulo simple por un péndulo compuesto, Ibrahim (2005) [103].

$$\text{Sen}\phi = \phi + \frac{\phi^3}{3!} \quad [\text{Ec. 4.25}]$$

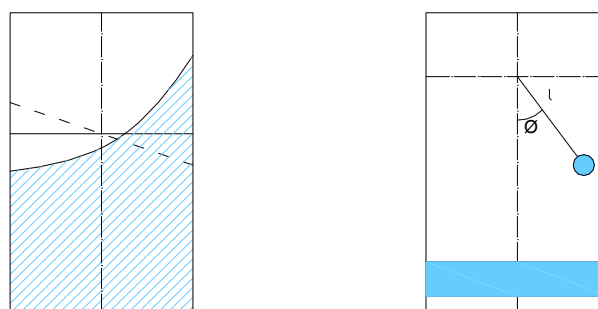


figura 11 Modelo con ligeras no linealidades

Régimen con grandes no linealidades en el movimiento del líquido, en el que la no-linealidad es mantenida a través del rápido cambio de velocidad asociado con presiones hidrodinámicas de impacto del movimiento del líquido cercano a la superficie libre. Los cambios en la velocidad de la superficie libre del líquido pueden ser tratados como si existieran saltos de velocidad instantáneos, lo que genera varias no linealidades en el comportamiento del sistema. El modelo de equivalencia mecánica de este régimen, es un péndulo con capacidad de impactar con las paredes del tanque.

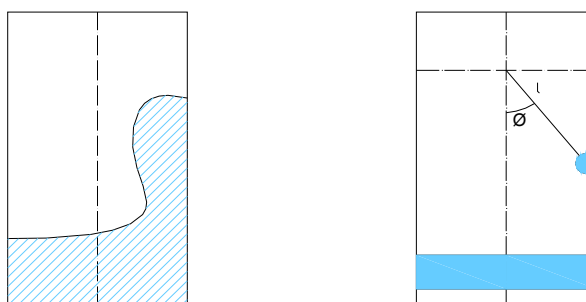


figura 12 Modelo con impacto hidrodinámico

Las ecuaciones que describen el movimiento están establecidas para algunas geometrías sencillas de tanques, tales como rectangular y cilíndrico, mediante modelos lineales. Para el resto de geometrías, como tanques esféricos o elipsoides, la modelización se ha basado en resultados experimentales Abramson et al (1966)[2] y Dodge et al (1966) [57] e y Ibrahim et al (2005) [103].

En el caso de secciones circulares no se ha establecido una solución exacta de la respuesta oscilatoria, aunque por su forma, es posible establecer un campo potencial de velocidades mediante separación de variables. Budiansky et al (1960) [25] empleando el principio de mínima energía y el cálculo de variaciones estableció los modos mostrados en la figura 13.

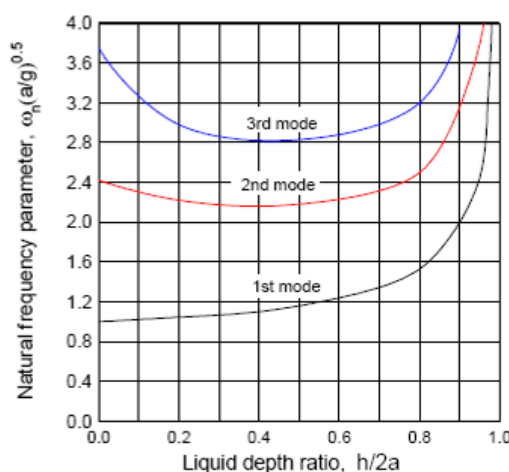


figura 13 Frecuencia natural para un tanque cilíndrico Dodge.[57]

Por otra parte, Ranganathan et al (1994) [176] desarrollo una técnica para calcular los parámetros del modelo de equivalencia, basado en la teoría potencial de flujo, Kobayashi et al (1989) [119] establece un método de cálculo equivalente para hacer uso de la teoría de oleaje desarrollada para tanques rectangulares, demostrando que las frecuencias naturales se aproximan bastante bien a los resultados experimentales.

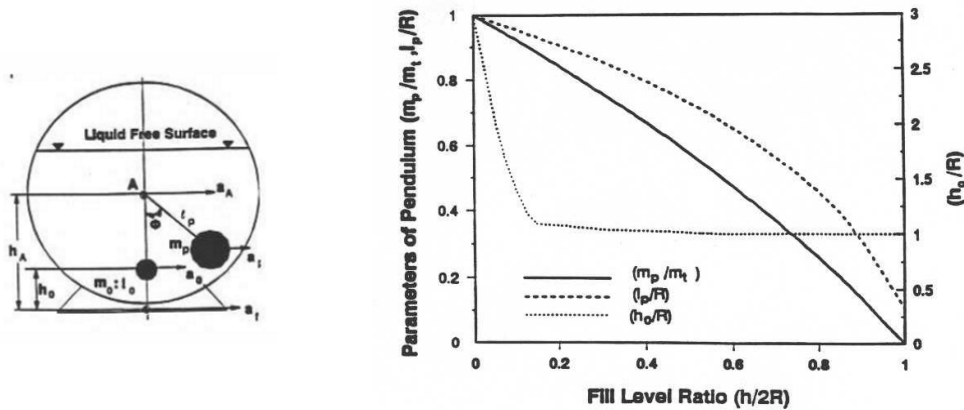


figura 14 Analogía de péndulo desarrollada por Ranganthan [176] y sus parámetros

Para otras geometrías, como elipsoides, se puede consultar el trabajo desarrollado por Rattayya et al (1965) [181] basados en valores experimentales, que ha sido aplicada a vehículos por Salem et al (2000-2007) [196][197] realizando además un análisis utilizando elementos finitos y formulación explícita empleando el software "LsDyna", para determinar los valores de los parámetros que definen el péndulo, con una única masa oscilante.

Su trabajo analiza la estabilidad lateral de vehículos cisterna de sección elíptica mediante el empleo de un péndulo compuesto denominado "péndulo trammel" que se compone de una barra inextensible con capacidad para desplazarse sin rozamiento sobre el eje X e Y, según se muestra en la siguiente figura.

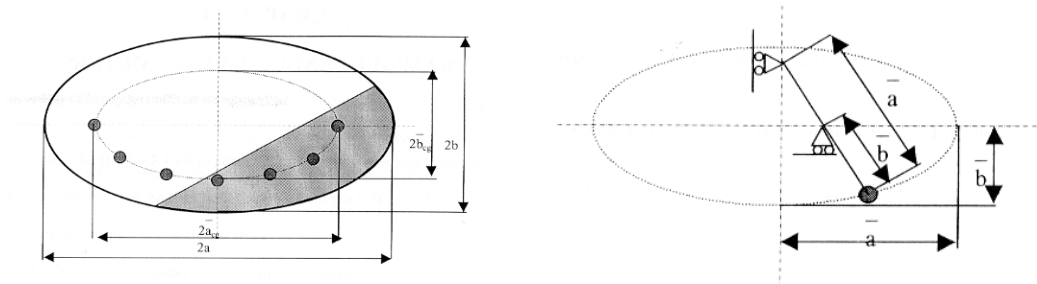


figura 15 Péndulo trammel.

Como se ha comentado, los valores de los parámetros, en los casos en los que sea posible, se pueden obtener mediante formulación analítica para geometrías sencillas, en el resto de casos, se deben de realizar experimentos.

En el caso de optar por la determinación experimental y para frecuencias de excitación alejadas de la de resonancia, Abramson et al (1966)[2] y Dodge et al (1966) [57] proponen la siguiente metodología para la determinación de un modelo de equivalencia mecánica, que emplea un péndulo como masa oscilante, aplicable a secciones rectangulares. La masa del péndulo m_1 se asume sin momento central de

inercia (masa puntual y brazo sin peso) y la masa fija m_0 con un momento de inercia I_0 , siendo ψ_0 es el ángulo de balanceo y x_0 es la traslación del tanque.

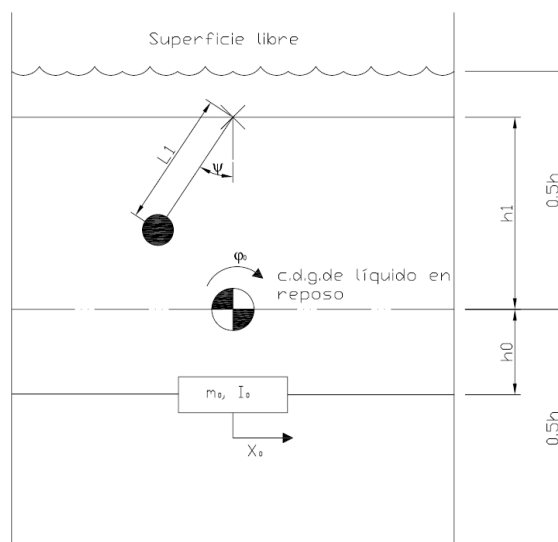


figura 16 Modelo con 1 masa oscilante

Para la obtención de los parámetros propone el análisis experimental, de modo que se hace oscilar el tanque a una frecuencia mucho menor que la frecuencia natural de oleaje y deteniendo el movimiento de modo rápido, haciendo que el agua siga oscilando hasta que se amortigüe, pudiéndose combinar las ecuaciones y calculando los valores de la masa oscilante y fija.

Para la determinación analítica, existen expresiones para las fuerzas y momentos de oleaje, para un número limitado de geometrías, en especial para tanques cilíndricos colocados verticalmente, esféricos y rectangulares, para el resto no existen soluciones exactas Abramson et al (1966)[2] y Dodge et al [57] (1966), Ibrahim (2005) [103] y Faltinsen et al (2009) [71].

Para estos casos, los valores se obtienen comparando las expresiones de las fuerzas hidrodinámicas debidas a excitación lateral del tanque con las expresiones del sistema mecánico equivalente, siguiendo la sistemática descrita previamente.

4.6.1 FORMAS DE AMORTIGUAR EL EFECTO DEL OLAJE

El diseño de un tanque puede ser un factor crítico, que afecta significativamente a las características de manejo de los vehículos. Si el fluido es libre de desplazarse, ya sea tanto longitudinal como lateralmente en un tanque, como en el caso de tanques con llenado parcial, la acción del oleaje generado puede llegar a forzar a la masa suspendida del vehículo a seguir en la dirección impuesta por

el movimiento del agua.

Cuando la ola alcanza el final del tanque, esta aplicación repentina de la fuerza puede hacer que el vehículo pierda el control, volcando en curvas o deslizándose excesivamente ante frenadas bruscas.

El único método para prevenir estos posibles accidentes, es restringir o perturbar el movimiento del fluido, a fin de que la fuerza inercial no se acumule en una sola dirección. Esto se hace con la instalación de mamparos, para contener el líquido en espacios más pequeños, dentro del tanque (método de contención o compartimentación) o interrumpiendo su impulso por cambiar la dirección de su movimiento (método dinámico).

Las particiones en un sistema de contención, consisten en crear compartimentos que, están interconectados por medio de aberturas entre ellos, para que el aire y el líquido puedan fluir a la velocidad especificada durante el llenado y vaciado del tanque.

En un sistema dinámico, las particiones se escalonan de acuerdo a un diseño, de manera tal que modifiquen la dirección del líquido, convirtiéndolo en un movimiento turbulento, que absorbe gran parte de la propia energía.

En el transporte de líquidos por carretera, como las aceleraciones longitudinales, normalmente son mayores que las transversales, se han dispuesto de compartimentos y rompeolas colados en sentido transversal al vehículo.

No obstante, en sentido transversal también se puede emplear la misma estrategia, para obtener un efecto estabilizador o atenuador de la acción del oleaje sobre el vehículo, aunque es extraño encontrarlos físicamente en algún vehículo.



figura 17 Rompeolas utilizados en los actuales vehículos cisterna.. [Publicación Técnica No 285 Instituto Mexicano del Transporte 2006]

Son abundantes los trabajos en los que se incluyen elementos en el tanque para

amortiguar el efecto del oleaje, principalmente mediante la adición de paredes verticales u horizontales. Para su evaluación se han empleado tanto la teoría de flujo potencial lineal, con alguna modificación, en secciones rectangulares, la simulación por mecánica de fluidos computacional y la experimentación.

La mayor parte de ellos han sido enfocados para ser utilizados en tanques fijos o en barcos, sin embargo su estudio enfocado a vehículos ha sido más restringido.

A continuación, se muestran los más destacados y los que han sido directamente aplicados a vehículos, clasificados en función de las estrategias de atenuación empleada.

4.6.1.1 MEDIANTE ROMPEOLAS

Winkler et al (2000) [235] proponen utilizar rompeolas, colocados longitudinalmente, para reducir el efecto del oleaje transversal, pero uso no está extendido por razones de diseño y coste, siendo más común el empleo del método de compartimentación.

Lidström et al (1976) [125] (de Ibrahim (2005)[103]) examinaron diferentes efectos estabilizadores, en un tanque elíptico parcialmente lleno, por medio de pantallas transversales, comparando entre el momento de vuelco originados por la carga líquida, para varios tipos de particiones, mostrando la eficacia de cada uno de ellos, en función de la frecuencia de la oscilación.

En la figura 18, se muestran los valores límites de aceleración lateral que provocan el vuelco, para distintos tipos de rompeolas y en función de la frecuencia de la excitación. Se puede observar que el valor del tanque sin rompeolas es el que tiene el umbral más bajo.

La acción de los rompeolas verticales, depende de la frecuencia de la excitación, puesto que para frecuencias superiores a 0,5 Hz el comportamiento del vehículo empeora, no ocurriendo lo mismo con los horizontales.

Atendiendo al tipo de sección transversal de la cisterna, indican que la altura del centro de gravedad de una cisterna circular, es mayor que la de una elíptica, además el valor mínimo del límite de vuelco, en la peor frecuencia de oscilación, es menor en el caso de cisternas elípticas, que en el de la circular.

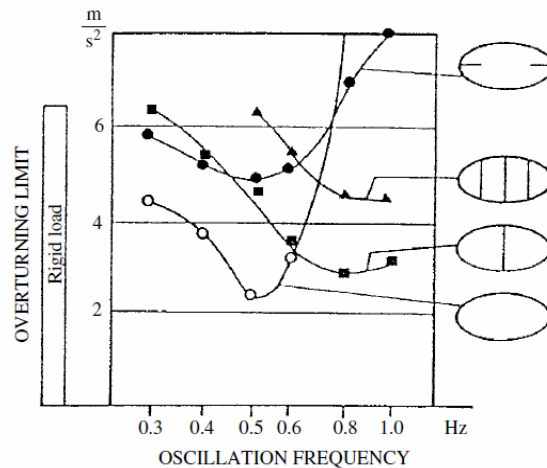


figura 18 Dependencia del límite de vuelco con la frecuencia [125] y [103]

Popov et al (1993) [167] investigaron los efectos de los rompeolas en tanques rectangulares, durante maniobras de giro en régimen estacionario y frenado continuo, analizando la influencia del número, tamaño y disposición de los orificios en los paneles de separación.

Además, obtuvieron una solución analítica, utilizando la teoría de Navier-Stokes en 2D, con un fluido incompresible y superficie libre del líquido.

La influencia de la compartimentación en la disminución del oleaje era importante, mientras que los deflectores o rompeolas tenían algo menos de importancia por los acoplamientos entre compartimentos.

Concluyen diciendo que, la localización de los orificios de comunicación entre compartimentos, en el caso de los rompeolas, apenas tenía importancia si estaban totalmente sumergidos, aunque sí juegan un importante papel en la reducción del oleaje longitudinal.

Ibrahim et al (1999) [104] analizaron el efecto de separadores rectangulares, que contenían ranuras y agujeros de diferentes tamaños, en el amortiguamiento del oleaje. Construyeron un modelo a escala de un tanque cilíndrico, excitándolo en dirección lateral para medir el amortiguamiento generado y la frecuencia natural del oleaje.

Igualmente, desarrollaron un modelo matemático de un camión rígido de tres ejes, con una virola cilíndrica. Llegaron a la conclusión de que una placa de separación ranurada, podría ser utilizada para disipar energía, colocándola en posición longitudinal, puesto que aumentaba el amortiguamiento del líquido en dirección lateral. Su amortiguamiento era proporcional al acho de las ranuras.

Yan et al (2005,2009) [240][239] realizan un análisis experimental del diseño óptimo de virola de forma cónica, mostrando que la amplificación de las fuerzas en la vecindad de la frecuencia de resonancia es mayor que la generada por una masa rígida equivalente. Analizaron igualmente diferentes diseños de rompeolas, compuestos de placas transversales, con distinto número de oquedades y dimensiones de las mismas, demostrando su viabilidad, por cuanto reducen los valores picos de las fuerzas longitudinales, pero no influyen en las laterales.

Younes et al (2005) [132], mediante experimentación de un tanque suspendido, analizan la influencia de la altura y disposición de los rompeolas en las fuerzas hidrodinámicas. Concluyen que cuanto más centrado y más cerca de la superficie libre se coloque el borde superior del mismo, mayor será su efecto, obteniéndose el máximo de atenuación con la instalación simultánea en el fondo y en el techo del tanque.

Más recientemente, Miralbes et al (2010) [142] proponen una metodología para optimizar el diseño de tanques de transporte criogénico, mediante la inclusión de rompeolas en maniobras de frenado de emergencia. Adicionalmente analizan también el comportamiento lateral del fluido cuando se instalan rompeolas longitudinales en el tanque. En el estudio, incluyen rompeolas longitudinales y transversales, usando como herramienta de análisis la simulación mediante dinámica de fluidos “CFD”, empleando el método del volumen de fluido, “VOF”.

Concluyen que, el diseño óptimo para reducir los efectos de la carga líquida en frenado, está compuesto por cuatro mamparos colocados transversalmente en el tanque, con una abertura central, dispuestos de manera alternativa a 90° en cada uno de ellos. En cuanto al diseño óptimo para disminuir las acciones laterales del fluido, está compuesto por aletas colocadas longitudinalmente a la altura correspondiente al 90% de factor de llenado.

Empleando la misma metodología de simulación, Yan et al (2005) [239] analizan la aptitud para atenuar el oleaje de diferentes configuraciones de mamparos, sobre los que se practicaban una combinación de oquedades, concluyendo que las fuerzas originadas por el oleaje se pueden reducir en un 39%.

4.6.1.2 MEDIANTE COMPARTIMENTACIÓN

El empleo de compartimentos permite que estos siempre puedan ir llenos, con los que se elimina el efecto del oleaje. El único problema es planificar la secuencia de vaciado de cada uno de los tanques, puesto que puede afectar al comportamiento

del vehículo, al variar la distribución de la masa entre los diferentes ejes.

Además, cuando no sea posible llevar los diferentes compartimentos llenos, tan sólo habrá que llenar parcialmente algún compartimento, con lo que la masa sujeta a oleaje es menor y por tanto menor también su acción.

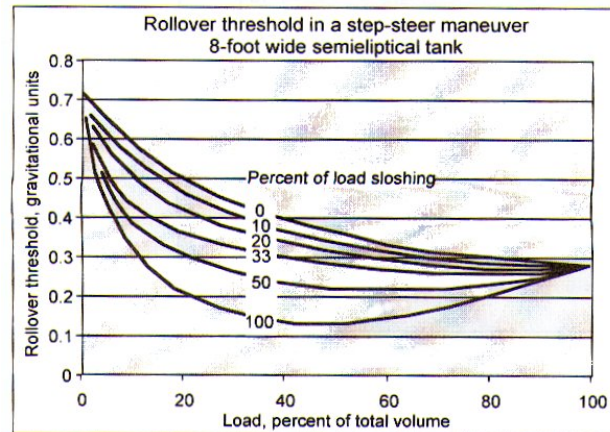


figura 19 Comportamiento al vuelco en función del porcentaje de carga y de la fracción de líquido que puede sufrir oleaje [235]

Winkler (2000) et al[235] propone vaciar los compartimentos empezando por el colocado más atrás hasta el más delantero. Establece que los parámetros más importantes son, el porcentaje de líquido de cada compartimento y la fracción de líquido sujeta a oleaje. En la siguiente gráfica se puede observar que a medida que disminuye el porcentaje de masa de líquido susceptible de oscilar aumenta el umbral de vuelco.

4.6.1.3 POR DISEÑO ÓPTIMO

Conseguir una sección transversal de virola que minimice la altura del centro de gravedad es una labor, que han desarrollado en menor o mayor medida todos los fabricantes, pasando de las secciones circulares y elípticas a las ovales modificadas.

Minimizar los efectos de los llenados parciales, requiere de más esfuerzo y ha sido objeto de estudio, citándose a continuación los trabajos más destacables.

Ziriani et al (2004) [247] empleando algoritmos genéticos como herramienta para optimizar la geometría, obtienen como una sección transversal que minimiza el momento cuasi-estático de vuelco generado por la carga líquida para factores de llenado superiores al 50%, tomando como referencia el de una sección circular de 2.03 m de diámetro, que se muestra en la siguiente figura.

Como se puede apreciar, para factores de llenado cercanos al 100%, la forma

óptima es aquella que proporciona un centro de gravedad bajo, mientras que para factores inferiores, la forma óptima, es aquella que reduce la longitud de la superficie libre del líquido.

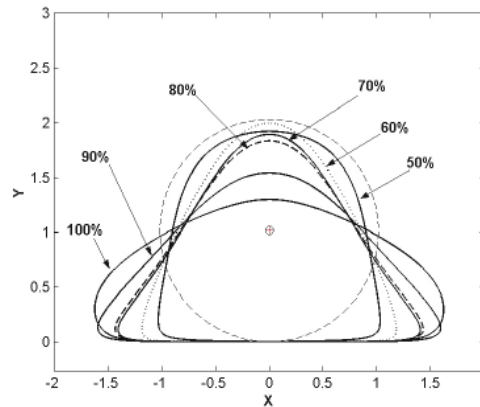


figura 20 Resultados del proceso de optimización Ziriani [247]

Yan et al (2005) [240] proponen un diseño de virola con forma cónica demostrando que el umbral de vuelco del vehículo calculado mediante un modelo cuasi-estático es mayor.

4.6.2 FUERZAS GENERADAS POR EL MOVIMIENTO DEL LÍQUIDO.

Cuando el fluido es sometido a aceleraciones laterales o longitudinales experimenta una oscilación, que puede generar una importante carga, no solo responsable del aumento del riesgo de vuelco, sino que también puede afectar a la estructura.

Yeh et al (1994) [242] midieron la presión ejercida por el fluido, en un tanque cilíndrico horizontal parcialmente lleno, en el que variaban la longitud y el diámetro ($L/2R$) al que sometían a un pico de aceleración. Obtuvieron diferentes valores de presiones en función del tiempo, observando que la presión cambia con el factor de llenado.

El valor de la presión de pico medida en el fondo del depósito está altamente afectada por el factor de llenado y por la relación entre longitud y diámetro, aunque para algunos valores del ratio $L/2R$ la presión era función de la presión dinámica, esto ocasionaba que la zona en la que se producía el pico de presión, variase desde la parte inferior a la superior, que es donde se produjo la mayor presión registrada durante los ensayos.

Se han realizado distintas investigaciones para reproducir numéricamente la

carga generada por el fluido, a continuación se resumen los principales trabajos encontrados.

Faltinsen et al (1974-2009) [71][72][74][75][77] usan un sistema discreto para calcular varias características cinemáticas y dinámicas debidas a la interacción entre la superficie libre del líquido y el contenedor. Usando un análisis lineal en el dominio del tiempo describe las cargas externas actuantes en el barco, obteniendo al final un sistema combinado de ecuaciones, que describen el movimiento del fluido y su interacción con la estructura.

4.6.3 IMPACTO HIDRODINÁMICO DEL OLEAJE

Un pulso rápido de aceleración sobre un recipiente que contiene un líquido puede resultar en un impacto hidrodinámico de la superficie libre del líquido con las paredes, esto puede ocurrir por ejemplo, en maniobras de esquiwa de un obstáculo o por un terremoto. Como los métodos para estimar el impacto del líquido y la presión asociada no están todavía suficientemente bien desarrollados, la única forma es recurrir a la experimentación.

Aunque el impacto hidrodinámico está condicionado, principalmente, por la longitud que puede recorrer la ola, especialmente importante en ingeniería de costas y grandes depósitos estacionarios o en buques y/o grandes amplitudes de excitación, se han analizado diversos estudios por cuanto se pueden obtener conclusiones extrapolables al impacto del fluido con la virola de los camiones cisterna.

Su et al (1984) [214] estudiaron el comportamiento no lineal y el amortiguamiento del líquido oscilando en un tanque prismático parcialmente lleno sujeto a una excitación con una gran amplitud. Con este tipo de excitación, el líquido se comporta de forma violenta, por lo que las soluciones numéricas son inestables, pudiendo solucionarse únicamente con un algoritmo mejorado, para permitir reproducir el impacto; posteriormente extendieron el análisis a tanques tridimensionales rectangulares y cilíndricos, sujetos a excitaciones verticales y arbitrarias, mediante la técnica del volumen de control [216][215][217].

Las fuerzas producidas por el oleaje no se pueden representar mediante una simple fuerza, porque influyen también las fuerzas inerciales y las fuerzas restauradoras. Este tipo de impacto se denomina como “*vibro-impacto*” De esta forma, sistemas sometidos a grandes amplitudes, en los que se genera vibro-impacto con las paredes del recipiente deben ser considerados como una clase más de grandes no linealidades, que son debidas principalmente al rápido cambio en la

velocidad del fluido durante el impacto.

Cuando una partícula del líquido impacta contra las paredes, se produce un cambio en su dirección, saliendo rebotada, este cambio se puede considerar como instantáneo, por lo que la ecuación diferencial que rige el comportamiento debe ser complementada con esta interrelación, modificando el vector de coordenadas y velocidades generalizadas antes y justo después del impacto.

Esta técnica ha sido recientemente utilizado por Pilipchuk et al (1985-1996) [162] [163] [164] e Ibrahim et al (1997) [105] para analizar la respuesta dinámica de un sistema con impacto hidrodinámico, para lo que emplean una transformación en diente de sierra, técnica que se basa en una especial transformación del tiempo y da una solución explícita para la no linealidad.

Otra forma de modelizar el movimiento de la superficie libre del líquido con impacto es propuesta por El-Sayad et al (1999) [201], que considera una masa equivalente de líquido que oscila en el primer modo asimétrico de vibración, pudiéndose modelizar el movimiento de la superficie libre como un péndulo de longitud equivalente l . La masa oscilante puede alcanzar las paredes del tanque si el ángulo con respecto a la vertical es $\phi = \pm\phi_0$ (figura 12 y figura 21)

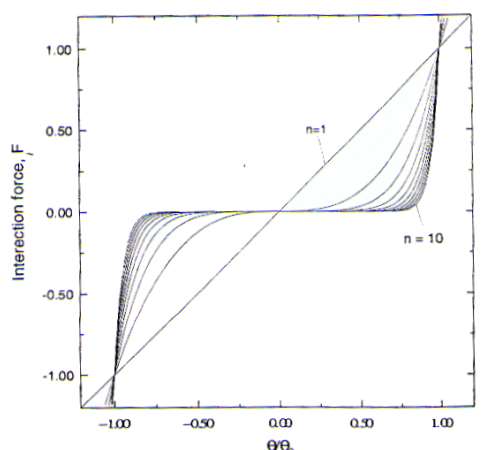


figura 21 Variación de la fuerza de impacto entre el péndulo y las paredes para varios exponentes n

Considerando el péndulo y el tanque como sólidos rígidos, la condición de contorno es que $\phi = \pm\phi_0$ lo que complica el análisis matemático, porque se debe resolver en el punto de interacción $\{t: \phi(t) = \pm\phi_0\}$ que a priori es desconocido, además la respuesta del sistema es débil cuando $|\phi| \leq \pm\phi_0$ pero muy alta cuando $|\phi| = \pm\phi_0$. Las propiedades del campo de potencial del que derivan las fuerzas

pueden ser analizadas por la expresión de la energía potencial propuesta por El-Hunt et al (1975)[99] y Sayad et al (1999) [201].

$$\Pi_{impact} = \frac{b}{2n} \left(\frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^{2n} \quad [\text{Ec. 4.26}]$$

Donde $n \gg 1$, es un integrador positivo y b es una constante. La fuerza de impacto es:

$$F_{impact} = \frac{d\Pi_{impact}(\varphi)}{d\varphi} = b \left(\frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^{2n-1} \quad [\text{Ec. 4.27}]$$

Si $n \rightarrow \infty$, es un impacto entre sólidos rígidos, si el exponente $2n-1$ es grade y finito, la interacción entre el péndulo y la estructura no está localizada en $\varphi = \pm\varphi_0$, lo que significa que la masa del péndulo o la de la pared no son rígidas, admitiendo cierta deformación en el punto de contacto. En general la variación de la fuerza de impacto con el exponente se muestra en figura 21.

Suponiendo que la energía disipada en el péndulo procede de la interacción con las paredes alrededor del punto $\varphi = \pm\varphi_0$, la fuerza localizada disipada se puede aproximar por la expresión [Ec. 4.28], donde d es una constante, $p \gg 1$ es un integrando distinto de n , la determinación de b y d es experimental.

$$F_d = d \left(\frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^{2p} \dot{\varphi} \quad [\text{Ec. 4.28}]$$

El valor de todos los exponentes que determinan la fuerza de impacto y la disipada se tienen que obtener de datos experimentales.

Otro ejemplo de utilización de una analogía mecánica de péndulo, junto con un término $(\beta_3 \cdot \dot{\theta}^3)$ para reproducir el impacto hidrodinámico, es el propuesto por Godderidge et al (2008) [90], validando frente a una simulación realizada con CFD para tanques rectangulares, considerando excitación lateral y balanceo.

Pilipchuk e Ibrahim (1997, 2000) [164][165] introducen esta modelización en las ecuaciones de movimiento de un sistema que reproduce el movimiento no lineal del oleaje del agua con impacto en las paredes de un tanque soportado por una estructura elástica. Emplean además la transformación “*saw tooth time transformation*” para describir los regímenes en fase y desfasados del oleaje.

El mismo sistema fue examinado más tarde por El-Sayad et al (1999) [201]

alrededor de las frecuencias de resonancia. Cuando el primer modo era excitado, el sistema se comportaba como no lineal y el impacto reducía la amplitud de la respuesta, por el contrario, cuando el segundo modo de vibración era excitado, el comportamiento del sistema ante las fuerzas de impacto era complejo, caracterizado por múltiples estados estacionarios donde la respuesta pasaba desde débilmente no lineal hasta altamente no lineal.

Esto implica que, dependiendo de las condiciones iniciales y parámetros internos, la respuesta del sistema puede ser cuasi-periódica o caótica con saltos irregulares entre estados de equilibrio.

Faltinsen et al (2000) [74][77] determinaron las cargas hidrodinámicas en un tanque rectangular, bajo movimiento oscilatorio, usando directamente la integración de la presión obtenida de las siguientes componentes de fuerza. Su análisis se basaba en asumir que la onda del agua no tocaba la parte superior del tanque, pero esta suposición planteaba errores en la correlación entre los resultados analíticos y experimentales en el caso de impacto forzado, por el efecto disipador de energía debido al impacto, en especial con el techo del tanque.

Yalla y Kareen (1999 2001) [237] [238] proponen un modelo que simula el oleaje, mediante una masa oscilante y otra que es capaz de impactar con las paredes del tanque, tratando de explicar el cambio que se produce entre oleaje lineal a no lineal y el incremento en el amortiguamiento que se produce cuando se rompe la onda a altas frecuencias de impacto.

Su modelo simula el oleaje y el impacto de la masa de agua que se desplaza de un lado a otro del tanque al excitarlo a altas frecuencias. Para ello considera un sistema capaz de oscilar y además la existencia de una masa que impacta con las paredes del recipiente, realizando una combinación de dos modelos, uno lineal que reproduce el oleaje, y otro que simula el impacto con amortiguamiento.

4.6.4 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

Actualmente es el grupo de técnicas más importantes, para la simulación del comportamiento de los fluidos, consiste en la resolución numérica de las ecuaciones de Navier Stokes mediante diferentes métodos, Abril et al (2005) [4].

El más directo de abordar la resolución numérica, consiste en plantear un sistema para la presión y la velocidad en diferencias finitas, que requieren de una malla para representar el fluido, a partir de la cual se pueden calcular las

aproximaciones a las derivadas de presión y velocidad. El mayor inconveniente en su aplicación a superficie libre, radica en la necesaria deformación de la misma en cada instante de integración, para ir adaptándose a la forma del fluido, no siendo abordable para reproducir oleaje con grandes movimientos.

Otro método, conocido como "*marker and cell*", mejora el tratamiento de la superficie libre, por cuanto extienden la malla a todo el volumen del tanque. Se determina cuáles de las celdas están ocupadas por fluido, mediante un juego de marcadores, que pueden pasar de una celda a otra. Sin embargo, su uso es muy costoso computacionalmente, en tiempo de cálculo y capacidad de almacenamiento de los numerosos marcadores. Un ejemplo de uso puede encontrarse en el trabajo desarrollado por Dai et al (2006) [126], que realizan una triple transformación de coordenadas para evitar la interpolación en la curvatura del contorno.

Con la misma finalidad, en el método de volumen de fluido "*VOF*" [21][133][154][160], se introduce una variable adicional, representativa del porcentaje de fluido que ocupa cada celda, de manera que el transporte de ésta variable con el campo de velocidades indica la superficie libre. Es el más extendido, aunque, puede presentar problemas de conservación de masa.

Ejemplos de su uso para evaluar el oleaje en tanque se pueden encontrar en:

Modaressi et al (2006) [110], para secciones circulares comparando entre el momento de vuelco originado por el fluido y el obtenido con un modelo cuasi-estático, concluyendo que el momento de vuelco puede llegar a ser 1,57 veces superior al valor medio alcanzado.

Liu et al (2007) [127] demuestran la validez del método frente a medidas experimentales de altura de la superficie libre. Emplean la aproximación de LES (*large eddy simulation*) para modelizar la turbulencia.

Yan et al (2010) [241], empleando un modelo a escala de un tanque de sección triangular con los vértices redondeados, realizan una validación del modelo en términos de frecuencia y fuerzas y momentos transitorios sobre un rango de factores de llenado del 30%, 50% y 70%.

Más recientemente, han empezado a aparecer los métodos sin malla, "*SPH*" ("*smoothed particle hydrodynamics*"), que están siendo utilizados para resolver problemas con superficie libre por Abril et al (2005) [3] [4], Delorme y Souto (2005) [49] y Lehnart et al (2009) [124]. Básicamente emplean una aproximación lagrangina a las partículas que representan el fluido, de manera que sigue la

evolución de las variables ligadas a cada partícula, de esta manera, se elimina el problema de las distorsiones originadas por la superficie libre.

4.6.5 ESTUDIOS SOBRE DINÁMICA VEHICULAR CON INTERACCIÓN FLUIDO ESTRUCTURA

La interacción entre el fluido y la dinámica de la marcha del vehículo es de naturaleza única y compleja de analizar, y ha despertado el interés de los investigadores desde los primeros trabajos desarrollados por Gustanfson et al (1969) [93], que realizaron el análisis de una extensa lista de los vuelcos acaecidos en el transporte con vehículos cisterna y evalúa el valor umbral de vuelco para algunos camiones, mediante plataforma de estabilidad.

Un grupo importante de los análisis de la influencia de la carga líquida se ha centrado en la determinación del desplazamiento del centro de gravedad de la misma, calculando el momento de vuelco por ella generado.

Destacan los trabajos generados por Southcombe et al (2000) [209], que proponen una metodología para su determinación, basada en la ecuación de una elipse generalizada, simulando entonces la carga como una masa puntual, que se mueve sobre la trayectoria previamente calculada. Para evaluar la estabilidad del vehículo emplean un modelo cuasi estático.

Este tipo de modelización ha sido ampliamente utilizado, Dill et al (1985) [52], Rakheja et al (1989) [179][180], Ranganathan et al (1993) [174], Liu et al (1998) [128] y Chondros et al (2007) [34].

En especial la metodología propuesta por Billing et al (2006) [17], complementada por el modelo de carga líquida de Southcombe, que emplean una versión mejorada del modelo cuasi-estático generado por el UMTRI (Dill et al.[52]) que incluyen el desplazamiento del centro de gravedad de la carga como una función del ángulo de balanceo y la aceleración lateral.

Modelos un poco más complejos, que incluyan aspectos dinámicos ha sido abordados por diversos investigadores, desde los años 70, con los trabajos de Stranberg et al (1978) [213], sobre la estabilidad dinámica de los vehículos usando un modelo simplificado y asumiendo como despreciable los movimientos de balanceo y guiñada.

En ellos, las fuerzas del oleaje fueron determinadas mediante modelos a escala con semejanza dinámica, excitados lateralmente. Concluyendo que, la disminución

de la estabilidad de los vehículos se deriva de dos factores, el primero cuando el valor de las fuerzas dinámicas del oleaje del líquido supera dos veces el valor de la carga rígida y el segundo cuando el desplazamiento del centro de gravedad del líquido es mayor de 40 cm.

Bauer et al (1972) [13] y Popov et al (1993) [167][168] proponen una metodología de análisis, en el que se incluyen también una estimación de las frecuencias naturales, fuerzas y momentos.

Winkler et al (2000) [234] [235] analizan las diferentes geometrías de virola existentes, indicando que la circular es la más desfavorable para llenados completos, mientras que para llenados parciales la más desfavorable es la cuadrada con llenados entre el 20-40%.

Aquaro et al (1999) [138] utiliza para simular el movimiento del fluido dentro de la virola, de sección circular, el símil mecánico planteado por Abramson (1966) [2] implementándolo en un modelo de elementos finitos, con geometría simplificada de los elementos de la suspensión, para reproducir el comportamiento del vehículo. El neumático, se reproducen mediante un contacto con fricción.

Slibar y Troger (1997) [207] investigaron la dinámica de los vehículos cisterna incluyendo una analogía mecánica de masa muelle para representar el oleaje del fluido. Los parámetros del modelo de oleaje se determinaron experimentalmente.

Ranganathan et al (1989) [179] estudió los efectos del oleaje del fluido, en la estabilidad de vehículos utilizando un modelo de vehículo estático al que se le ha incluido el efecto del desplazamiento del centro de gravedad de la carga líquida. Para obtener el desplazamiento del centro de gravedad de la carga consideran la superficie libre plana.

Como conclusión de su estudio se desprende que, el desplazamiento sufrido por el centro de gravedad de la carga líquida tiene una influencia en la estabilidad del vehículo que no puede ser desestimada

En estudios posteriores, Ranganathan et al (1990-93) [178][180] analiza la acción de la carga líquida en la estabilidad direccional del vehículo, indicando que tiene un efecto desestabilizador que tiende a apartar el vehículo de la trayectoria prefijada. Propone emplear una analogía de masa-muelle, para investigar la influencia en el frenado del vehículo. Para determinar los valores del modelo de masas- muelles en una sección circular, dividen ésta en pequeños rectángulos, evaluando en éstos los valores a través de las fórmulas propuestas por Abramson

(1966) [2], sumando la contribución de cada uno de ellos para obtener el total de la sección.

En otro estudio, Ranganathan et al (1997) [177], empleando un modelo sencillo con todos los ejes concentrados, considera el efecto del oleaje mediante la introducción de un péndulo simple, derivado de la teoría para secciones cilíndricas. Como conclusiones de su estudio muestra el efecto desestabilizador de la carga líquida. Así por ejemplo con una carga del 50% de factor de llenado, el vehículo experimenta un comportamiento similar al que tiene al 70% con el centro de gravedad más alto. Sin embargo, en el desarrollo del modelo, se consideró la simplificación de tener ángulos pequeños, pero en el modelo obtienen ángulos de giro de la masa del péndulo elevados.

Rakheja et al (1993) [174] realizaron un estudio de las secciones de cisterna más comúnmente utilizadas en Canadá, determinando la magnitud del desplazamiento lateral y vertical del centro de gravedad del fluido. Generaron además, un modelo matemático para la simulación del comportamiento lateral en giro estacionario de un vehículo de cuatro compartimentos.

Destaca el hecho, de que el desplazamiento lateral del centro de gravedad del fluido en la sección oval modificada y cuadrada sea mucho mayor que en la elíptica y circular, especialmente para factores de llenado bajos, mientras que por el contrario, el desplazamiento vertical es mayor en éstas últimas. Para mejorar la resistencia frente al vuelco, los autores recomiendan un orden óptimo de carga y una localización de los ejes del semirremolque.

Billing et al (1991) [18] analizaron experimentalmente la influencia en la respuesta direccional de un camión con llenado parcial de la cisterna. Demostraron que la magnitud del oleaje fluido, está fuertemente influenciada por la velocidad del vehículo, las aceleraciones longitudinales, laterales y el factor de llenado. Como vehículo de ensayo, dispusieron de una maqueta a escala de la cisterna semitransparente montada sobre un tractor de dos ejes, de forma que el centro de gravedad se sitúe encima del eje trasero.

Otros estudios, relacionados con la estabilidad lateral, pueden encontrarse en Rakheja et al (1990-93)[173][174][175] con el que realizaron una serie de ensayos que incluían:

- Maniobras de giro con un radio de 30 m de radio, realizando una curva de 90°, que reproduce una curva de acceso o salida de autovías.

- Maniobras de simples cambios de carril, con una separación entre carriles de 3,3 m y un ancho del corredor de 15, 18 y 21 m.
- Dobles cambios de carril, que reproduce una maniobra evasiva, cambiando al carril contiguo, permaneciendo una distancia en él y retomando nuevamente el carril original. El ancho de los corredores fue variable, obteniendo las maniobras más severas con la combinación 15-9-15 m, aunque también consideraron corredores de 18-9-18 y 21-9-21 m.
- Frenado en línea recta y en curva de 30 m de radio.

De sus trabajos, el mayor ángulo de balanceo, se obtiene para secciones llenas o prácticamente llenas, como consecuencia de una mayor masa y un mayor centro de gravedad, mientras que la aceleración lateral máxima dependía del tipo de ensayo y condición de carga.

Al no llegar a condiciones límite de vuelco del vehículo, es imposible discernir entre el grado de severidad de cada una de las maniobras.

Para el análisis de la interacción entre el fluido y vehículo, consideran comportamiento estacionario, por lo que la superficie libre adquiere una inclinación perpendicular al vector aceleración, evaluando el desplazamiento vertical y lateral del centro de gravedad como una función del factor de llenado, la aceleración lateral y el ángulo de balanceo. Esta suposición es válida para el caso de régimen estacionario, pero no tanto en las maniobras dinámicas de simple cambio de carril y menos en el doble cambio de carril.

Para incluir el efecto del oleaje, analizan el desplazamiento vertical, transversal y el momento de inercia originado por éste, en condiciones cuasi-dinámicas, que para el caso de sección circular viene dado por:

$$\begin{aligned} z_l &= R - (R - z_0) \cos \varphi \\ y_l &= (R - z_0) \sin \varphi \\ \varphi &= \tan^{-1} \left(\frac{\phi_{ms} - a_y}{1 + a_y \phi_{ms}} \right) \end{aligned} \quad [\text{Ec. 4.29}]$$

El modelo de vehículo y oleaje propuesto tiene una masa suspendida para reproducir el oleaje, con un modelo de vehículo de cinco grados de libertad (lateral, vertical, guiñada, balanceo y cabeceo) y cada eje aporta 2 gdl (vertical y balanceo),

con una altura fija del centro de balanceo y suspensión actuando según el eje vertical de la masa suspendida, considerando no linealidades a través de un tabla de rigideces. El comportamiento de los neumáticos también es no lineal.

Kang et al (1999, 2000) [114][113] evalúa la sección óptima de virola para minimizar el desplazamiento sufrido por el centro de gravedad de la carga líquida. Una vez cuantificado el desplazamiento sufrido por el centro de gravedad en función del ángulo de vuelco del vehículo y de la aceleración, introduce esta variación en un modelo lineal del vehículo.

Concluye que, cuando la frecuencia de la excitación está por debajo de la frecuencia natural del vehículo, el comportamiento del vehículo puede ser aproximado con un modelo cuasi-estático. Cuando la frecuencia de la excitación está por encima de la frecuencia natural del vehículo su comportamiento diferirá del cuasi-estático, siendo necesario la corrección del mismo, modificando la masa de fluido oscilante, la posición del centro de gravedad y la inercia de la masa del líquido.

Salem et al (2000, 2009) [196] [197] emplea un modelo lineal del vehículo, realizado con elementos finitos, de masas y muelles y formulación implícita, al que le implementa el efecto del desplazamiento del centro de gravedad de la carga líquida, por medio de un péndulo obtenido previamente.

Lupker et al (1999) [131] empleando un modelo sencillo para un tractor y semirremolque, generado en MADYMO, pero al que limita los grados de libertad al giro de las masas suspendidas, no considerando el desplazamiento relativo entre masa suspendida y no suspendida, analiza la influencia de considerar carga líquida, mediante un péndulo con el punto de giro en el centro de la sección, así como de carga suspendida del techo, como la carne, al que limita el giro mediante unos muelles no lineales que reproducen el choque con las paredes.

Zhanqi et al (1995) [246] mediante modelización, investigaron la influencia del número y tamaño de los compartimentos en la transferencia de carga longitudinal y frenado de un camión parcialmente lleno. Para ello, desarrollaron una modelo de oleaje cuasi-estático, con una sección de tanque elíptica, determinando la magnitud de la transferencia de carga en función del factor de llenado y que integraron dentro del modelo del vehículo.

Comparando los resultados experimentales y analíticos, mostraron una tendencia similar del comportamiento con variaciones de tamaño de los

compartimentos, demostrando que la transferencia de carga longitudinal y el frenado pueden ser mejorados mediante la localización óptima de los mamparos de división, de modo que todos los compartimentos tengan igual longitud, minimizando la distancia de frenado. De manera general, la distancia de frenado y la transferencia de carga aumentan conforme se incrementa la longitud de los compartimentos.

Asumiendo fluido sin viscosidad, Ranganathan et al (1990) [178] investigó la influencia del desplazamiento lateral en la respuesta dinámica de un vehículo articulado, que incluía un modelo cuasi-estático del vuelco del vehículo, con una sección circular de cisterna parcialmente llena. Como principales resultados, indican que el desplazamiento lateral durante maniobras con entradas de giro de volante constantes, afecta a la estabilidad considerablemente y además a la distribución de las fuerzas laterales en los neumáticos, aumentando la deriva y por tanto, la desviación con respecto a la trayectoria marcada, dependiendo principalmente del factor de llenado, la velocidad del vehículo y el giro del volante.

Sus resultados muestran que el efecto desestabilizador del desplazamiento lateral de la carga líquida, se hace más evidente conforme el factor de llenado se sitúa alrededor del 70%, debido a la mayor transferencia de carga entre ruedas.

Acarman et al (2006) [5] proponen un control activo del oleaje mediante el control del par de tracción y frenado del eje delantero y trasero. Para ello emplean un modelo de vehículo con seis grados de libertad, en el que se incluye la interacción entre fluido y estructura mediante la introducción de una analogía mecánica de masa muelle para la dinámica longitudinal y de péndulo simple para la transversal, empleando una maniobra de emergencia como entrada para excitar longitudinal y transversalmente.

Para la obtención de los parámetros de rigidez de los muelles y longitud y posición del péndulo dividen la sección en pequeños rectángulos, evaluando éstos para cada uno de ellos y sumándolos para extenderlo al volumen total.

Rakheja et al (1993) [174] propone una metodología para estimar el umbral de vuelco de un vehículo parcialmente lleno, obteniendo el valor del momento de vuelco originado por el fluido dentro de la virola, como una función de la aceleración lateral, el ángulo de balanceo, el factor de llenado y la geometría, por medio de dos métodos distintos:

- Estableciendo el equilibrio de momentos estabilizadores y desestabilizadores utilizando un modelo de un solo grado de libertad

del vehículo con suspensión rígida.

- Calculando el momento de vuelco de todas las suspensiones, neumáticos, cargas por ejes y desplazamientos laterales.

Empleando ésta metodología, obtuvieron valores aceptables en la predicción del límite de vuelco, para secciones de virola circulares. Otra conclusión importante es que, utilizando el modelo estático, el valor del umbral de vuelco se mantiene prácticamente constante para vehículos con carga líquida en comparación con la carga fija, siendo pequeña la influencia del momento desestabilizante debido al desplazamiento de la carga líquida en condiciones cuasi-estáticas.

Ying et al (1997) [243] integran una analogía mecánica del fluido dentro del modelo del vehículo, en el cabeceo, para analizar frenadas en línea recta. Compara entre los resultados obtenidos utilizando analogías de masa-muelle y con fluido en régimen estacionario. Para su determinación, asimila el tanque a un número finito de rectángulos, sumando el efecto de cada sección, para obtener el total.

Para la determinación de los parámetros de la analogía, en un tanque cilíndrico, utilizaron la teoría potencial de flujo validada mediante experimentos.

En su estudio, muestran cómo el vehículo experimenta cargas dinámicas de atrás hacia la parte delantera, que aumenta la carga en los ejes del tractor, disminuyendo los del semirremolque, cuando es sometido a una aceleración constante.

Ibrahim et al (1999) [104], empleando un modelo de vehículo de cuatro grados de libertad, en el que incluía una analogía mecánica para evaluar la influencia de la carga líquida en la estabilidad al vuelco, con una sección circular, que estaba constituida por una única masa oscilante, destacando que para la determinación de los parámetros empleo modelos a escala del tanque, que además incluían un dispositivo atenuador colocado transversalmente.

Empleando la novedosa formulación de partículas lagrangianas "SPH" combinada con un modelo multi-cuerpo de vehículo rígido, Lehnart et al (2009) [124] y Fleissner et al (2010) [83] analizan la influencia del oleaje en el interior del tanque de dos secciones con y sin rompeolas longitudinales, en la dinámica longitudinal y lateral del vehículo.

Yan et al (2005) [240] analizan los efectos del oleaje transitorio del oleaje mediante mecánica de fluidos computacional, demostrando que con un modelo

cuasi-estático se subestiman los valores de fuerzas y momentos generados, aunque los valores medios son similares en ambos casos. Además comparan el diseño óptimo de una sección cónica con una circular, demostrando como el umbral de vuelco es mayor en el primer caso.

Xu et al et al (2004) [120], evalúan como se ve afectado el confort de marcha en un vehículo que experimenta oleaje, que es reproducido por una analogía de masa y muelle.

Un modelo de simulación algo más complejo, es propuesto por Rumold et al (2004) [191] en el que emplea el concepto de simulación modular, dividiendo el problema de la interacción fluido estructura en dos; por un lado el análisis del fluido y por otro el del vehículo, traspasando información de un subsistema a otro en instantes de tiempo determinados. La interacción entre ambos subsistemas requiere de la predicción de variables, lo que aumenta el tiempo de cálculo, razón está por la que aproximan el valor de la función en el instante futuro, como una función del valor presente.

El vehículo es reproducido mediante la técnica de multicuerpo, mientras que el oleaje del fluido es analizado mediante las ecuaciones de Navier-Stokes para fluidos incompresibles y con superficie libre, discretizando en elementos finitos y determinando la superficie libre mediante la aproximación por “VOF” volumen de fluido.

Con el modelo propuesto analizan el movimiento del vehículo en frenado con llenados parciales, demostrando que con llenados parciales, se pierde control direccional, como consecuencia del bloqueo de las ruedas, debido al oleaje.

El mayor inconveniente de la metodología empleada radica en que, el modelo de simulación planteado, requiere de un tiempo de cálculo elevado, que los autores cifran en un ratio de 54/1, aun cuando únicamente se consideran pequeñas no linealidades, puesto que la deceleración de frenado se puede considerar casi constante.

Biglarbegian et al (2006) [143] proponen también una modelización separada, con dos códigos distintos, para resolver la interacción fluido-estructura y evaluar la interacción conjunta y su efecto en el frenado del vehículo, concluyendo que, son mayores los momentos de frenado necesarios en los vehículos con carga líquida que con carga sólida, debida a la mayor transferencia de carga.

El vehículo es un modelo analítico, con tres grados de libertad en el tractor y

en el semirremolque; desplazamiento longitudinal, balanceo y cabeceo. Como modelo de neumático, emplean la fórmula mágica planteado por Pacejka. El fluido es modelizado empleando la técnica de volumen de fluido (“VOF” volumen of fluid) planteando las ecuaciones de continuidad y momentos.

Las fuerzas y momentos ejercidas por el fluido están aplicadas en el centro de la cisterna, intercambiándose las acciones entre el sistema mecánico y el sistema sólido en cada instante de tiempo. Para conseguir estabilidad en el cálculo necesitan recurrir a tiempos de integración muy pequeños, menores de 3 ms.

4.7 NORMATIVA RELACIONADA CON LA ESTABILIDAD LATERAL DE VEHÍCULOS

Como la seguridad es un aspecto recurrente para las diferentes administraciones encargadas de regular los requisitos a cumplir por los vehículos, se han ido desarrollando diferente normativa, recomendaciones o requisitos exigidos a los vehículos para desarrollar su actividad. En esta sección se enumera la normativa existente en el mundo, en la que se recogen prescripciones relativas a la estabilidad lateral de vehículos de grandes dimensiones. Se ha clasificado atendiendo al método empleado para evaluar la estabilidad lateral, distinguiendo entre requisitos geométricos, estáticos y dinámicos.

4.7.1 NORMATIVA BASADA EN REQUISITOS GEOMÉTRICOS

- Vehicle dimension and Mass Rule 41001. Propuesta por la LTSA (*Land Transport Safety Authority* de Nueva Zelanda), obligatoria para tráileres con una masa máxima mayor de 10 tn, que tienen que certificar que poseen un factor de estabilidad estático mayor de 0,35 g.
- La LTSA propone en su normativa sobre masas y dimensiones de los vehículos (Rule 41001), que los tráiler con una masa mayor de 10 tn certifiquen el cumplimiento de tener un SRT (*Static Rollover Threshold*) mayor de 0,35 g, que equivale a un ángulo de vuelco sobre plataforma de 19,29°.

Define el comportamiento frente al vuelco en régimen estático, mediante la máxima aceleración lateral que es capaz de soportar el vehículo, circulando en régimen estacionario, sin que se produzca el vuelco. Este parámetro ya tiene en cuenta el efecto del eje de balanceo y de la rigidez de la suspensión.

Al someter al vehículo a una aceleración lateral, como consecuencia de la flexibilidad de la suspensión, el centro de gravedad del mismo se desplaza, originando una disminución del momento resistente al vuelco.

$$\frac{a_y}{g} = \frac{V}{2 * h_{cdg}} + \frac{1}{1 + K_{\theta} \left(1 - h_{cdb} / h_{cdg_{masa_susp}} \right)} \quad (4.30)$$

4.7.2 NORMATIVA CON REQUERIMIENTOS BASADOS EN ENSAYOS CUASI-ESTÁTICOS

4.7.2.1 DIRECTIVA 2001/85

Relativa a las disposiciones especiales aplicables a los vehículos utilizados para el transporte de viajeros con más de ocho plazas además del asiento del conductor

En el punto 7.4 especifica que la estabilidad del vehículo será tal que no se sobrepase el punto de vuelco si la superficie en la que se encuentra el vehículo es sometida a un movimiento basculante alternativo hacia ambos lados con un ángulo de 28° de la horizontal.

4.7.2.2 REGLAMENTO CEPE R-111

Reglamento emitido por la **Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa** (CEPE). Aplicable a vehículos cisterna de las categorías N y O que transporten mercancías peligrosas en el marco de la **Unión Europea**; establece unos requisitos mínimos de comportamiento lateral del vehículo para su homologación con respecto a la estabilidad lateral, exigiendo que el vehículo no vuelque al someterlo a una aceleración lateral constante de 4 m/s² conforme al método descrito en el anexo 4, o soportar un ángulo de 23° sin volcar, según el anexo 3 del citado reglamento

4.7.2.3 SAE J2180.

Con el título de: “A tilt table procedure for measuring the static rollover threshold for heavy trucks”, es de aplicación para camiones, tractor y semirremolques, remolques y trenes de carretera, etc.

El ensayo está diseñado para evaluar el nivel de aceleración lateral requerida para producir el vuelco del vehículo en condiciones estacionarias. Transitorios, vibraciones o vuelcos dinámicos no son evaluados mediante éste ensayo.

La precisión del ensayo disminuye con el ángulo de elevación de la plataforma, siendo aceptado para ángulos de vuelco inferiores a 27°, que corresponde a una aceleración lateral menor de 0,5 g. En el caso de que el umbral de vuelco sea superior, se acepta como comparación relativa de la estabilidad estática, Bogard et al (1992)[20] y Latto et al (2001) [40].

Propone un ensayo sobre plataforma de estabilidad en el que:

- El peso simulado es la componente perpendicular a la plataforma del peso del vehículo. $P * \cos \alpha_{plataforma}$.
- La fuerza lateral simulada es la componente del peso del vehículo paralela a la plataforma. $P * \sin \alpha_{plataforma}$.
- La aceleración lateral simulada es la aceleración lateral simulada dividida de la fuerza vertical simulada, es decir $\tan \alpha_{plataforma}$.

El resultado fundamental de éste ensayo es la determinación del umbral de vuelco, que es igual a la tangente del ángulo al cual se inicia el vuelco del vehículo.

Para comparación con los conceptos teóricos es conveniente representar en una gráfica la aceleración lateral simulada frente el ángulo de vuelco medido.

4.7.2.4 ISO 16333:2011

Con el título de “*Heavy commercial vehicles and buses -- Steady-state rollover threshold -- Tilt-table test method*”, especifica el procedimiento a seguir para realizar el ensayo sobre plataforma de estabilidad lateral, similar a la norma SAE 2180.

4.7.2.5 VEHICLE INSPECTORS OPERATIONS MANUAL

Normativa inglesa, obligatoria para todas las nuevas matriculaciones, en la que se prescribe un requisito de 35° para los autobuses de un solo piso y de 28° en el caso de tratarse de un autobús de dos pisos.

4.7.3 ENSAYOS DINÁMICOS

4.7.3.1 SAE J2181. MANIOBRA CIRCULAR O CUASI-ESTÁTICA

Con el título de “*Steady-State Circular Test Procedure for Trucks and Buses*”. Especifica el procedimiento de ensayo de maniobra circular, en la que se hace que el vehículo describa una trayectorias circulares de 30 a 300 m, de radio incrementando

la velocidad lentamente, hasta que el vehículo se muestre inestable.

Siguiendo este procedimiento, en algunas normas de vehículos de asistencia (FAA, AC 150/5220-10-B [1] y NFPA [148] [149] (75 m de radio) se indica que el vehículo permanezca estable a una velocidad mínima de 35 km/h. Su objetivo es determinar la respuesta direccional, mediante la medida de la maniobrabilidad en giro estacionario, por lo que no da una indicación de la respuesta transitoria del mismo.

Una pequeña modificación al procedimiento descrito se puede realizar mediante una maniobra en espirar, consistente en ir incrementando linealmente el ángulo de guiñada del vehículo, de ésta forma la contribución dinámica se puede despreciar por lo que se puede considerar como una excitación cuasi-estática

4.7.3.2 MANIOBRAS DE CAMBIO DE CARRIL

• **ISO 14791:2000.** *“Road vehicles. Heavy commercial vehicle combinations and articulated buses. Lateral stability test methods.”* Está dirigida a vehículos industriales, incluida remolques de eje central y autobuses articulados, N2, N3, O3, O4 y M3.

Las maniobras descritas en ésta norma no son completamente representativas de las condiciones reales de circulación, pero son útiles para la evaluación de la estabilidad lateral y maniobrabilidad dinámica de los vehículos pesados, que se caracteriza por:

- Amplificación de la aceleración de la parte trasera y velocidad de guiñada.
- Desviación de rodadas dinámicas.
- Velocidad con amortiguamiento nulo.
- Amortiguamiento de guiñada.

Los dos primeros están relacionados con la respuesta ante excitación forzada, mientras que las dos segundas son la respuesta del sistema con excitación libre.

Requieren instrumentación, midiéndose las siguientes variables: ángulo de guiado de las ruedas, velocidad longitudinal, velocidad de guiñada de la primera y última unidad, aceleración lateral en el eje delantero a la altura del centro de la rueda y aceleración lateral en el centro de gravedad de la última unidad, ángulo de articulación o velocidad angular entre unidades del vehículo y desviación de rodadas

máxima.

Aunque para un mejor entendimiento, sería necesario medir además: la aceleración lateral en el centro de gravead, la velocidad de guiñada, el ángulo de balanceo de cada uno de los vehículos, la velocidad lateral y el deslizamiento de al menos el último eje, el movimiento lateral de cada uno de los ejes.

Plantea la utilización de uno de los tres ensayos siguientes para la determinación de la respuesta del vehículo.

- Entrada pseudo aleatoria, que se usa para determinar el valor de RWA, aportando información completa de la dependencia de la frecuencia. Se realiza girando el volante una amplitud tal que haga que la aceleración lateral sea lineal, con una frecuencia que variará, pero siempre mayor de 0,1 Hz.
- Cambio de carril sencillo, que determina el valor de RWA y de la desviación de rodadas. Existen dos posibilidades:
 - Entrada de volante sinusoidal sencilla o una entrada de aceleración.
 - Se aplica un periodo completo de una onda sinusoidal a la amplitud predeterminada, seguida de 5 segundos de posición neutra.
- Entrada sinusoidal de aceleración. El vehículo debe seguir un recorrido como el indicado en la figura 22 de forma tal que la desviación del eje delantero no sea mayor de $\pm 0,15$ m.

La ecuación [Ec. 4.31] indica las coordenadas x e y de una maniobra para una aceleración a_y para una frecuencia y velocidad dadas.

$$y = \frac{a_y}{(2\pi f)^2} \left[2\pi f \frac{x}{v} - \sin \left(2\pi f \frac{x}{v} \right) \right] \quad [\text{Ec. 4.31}]$$

Entrada de pulso, que se usa para determinar la velocidad de amortiguamiento nulo, el amortiguamiento de guiñada y el ratio de guiñada frente a la velocidad.

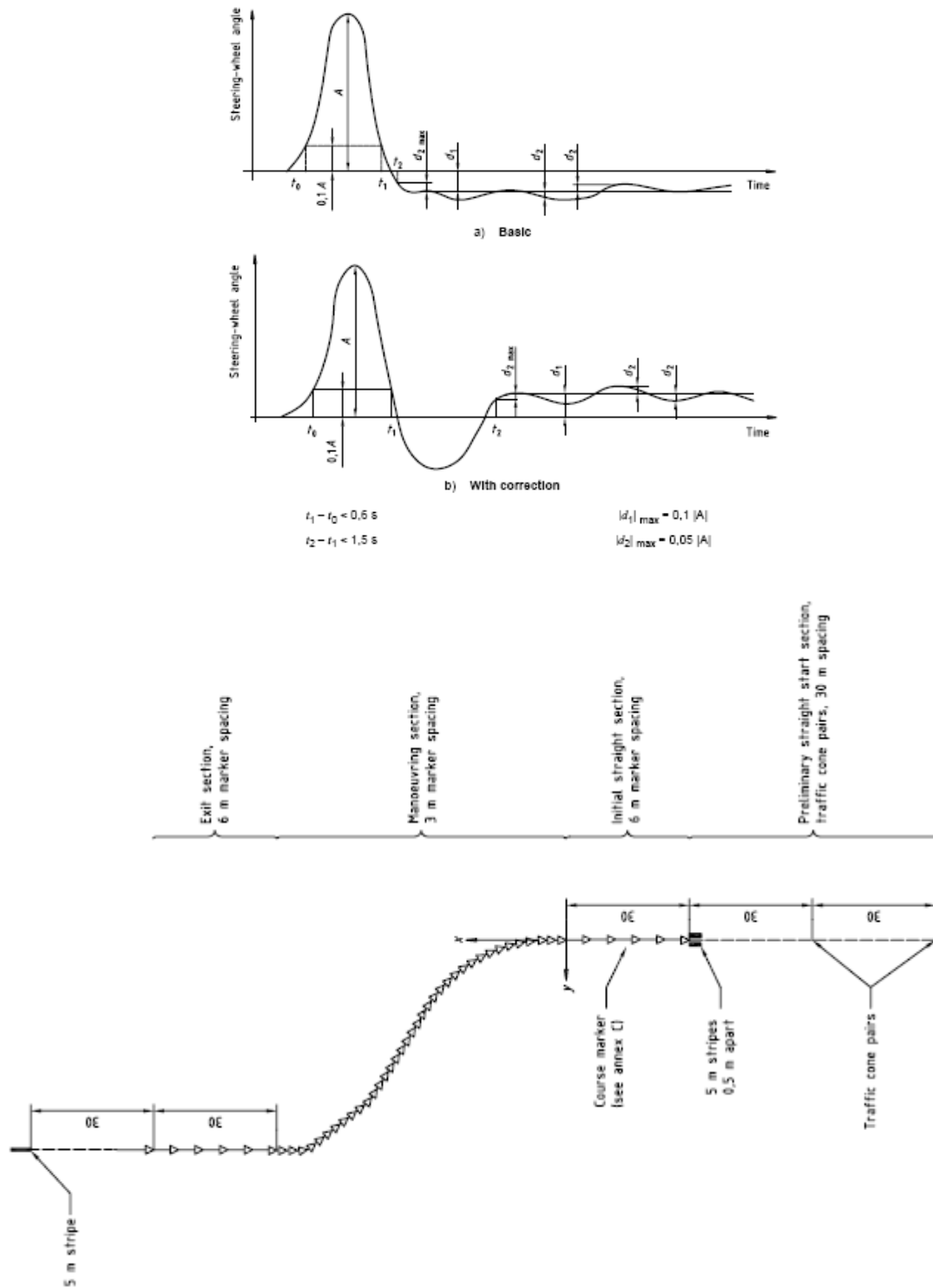


figura 22 Cambio de carril sencillo

Las velocidades del vehículo serán 80, 90 o 100 Km/h, siendo el valor de la aceleración lateral de la primera unidad de 2 m/s^2 .

SAE J2179. “A test for evaluating the rearward amplification of multi-articulated vehicles”. Métodos de ensayo para evaluar la amplificación de la aceleración en vehículos articulados. El propósito es evaluar la amplificación que se produce en el último remolque de un vehículo articulado y la desviación de rodadas dinámica en maniobras de esquiva realizadas a velocidades de circulación por autopistas sin actuación del freno.

- Otra maniobra es la propuesta por Da Cunha et al[41] y Hussain et al[100], en el que el vehículo es conducido en línea recta durante 40 m, a continuación negocia la curva desviándose 3,65 m y posteriormente continúa en línea recta otros 40 m. Con ellas ensayando un tractor y semirremolque se obtuvieron unas aceleraciones laterales máximas del orden de los 0,4 g, siendo mayores en el segundo tramo de giro.

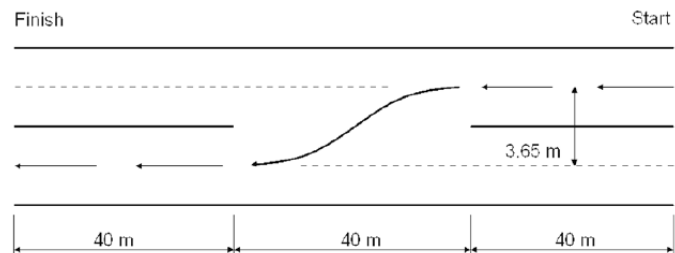


figura 23 Maniobra de cambio de carril propuesta por [41]

4.7.3.3 MANIOBRAS DE DOBLE CAMBIO DE CARRIL

Hay básicamente seis formas de realizar las maniobras de doble cambio de carril en la literatura, que se pueden clasificar en cuatro categorías según O'Hara [152]; Standard, evasivas o de esquiva, corrección del camino seguido y generadas explícitamente para ser reproducidas en las simulaciones por ordenador.

La parte I y II de la **ISO 3888** y la **OTAN (Maniobra de emergencia de cambio de carril AVTP 03-160)** se pueden englobar en las denominadas estándar, cuyo objetivo para el vehículo es, partiendo de un carril, cambiarse al contiguo, permaneciendo una cierta distancia antes de volver al carril original. El ancho de carril es similar en ambas, dependiendo del ancho del vehículo, aunque la distancia entre las diferentes secciones en la de la OTAN depende de la longitud del vehículo, con unos corredores menores, por lo que se obtendrán mayores aceleraciones con menor velocidad de circulación, al requerir de un mayor giro de la dirección.

Otra maniobra similar a la ISO 3888 es considerada como indicador de la estabilidad lateral de los camiones en condiciones dinámicas es la *norma interna NR. 3025 de IVECO*, que consiste en hacer pasar el vehículo a una velocidad

constante por un circuito, cuyas dimensiones vienen dadas en función de las dimensiones del vehículo según el siguiente esquema:

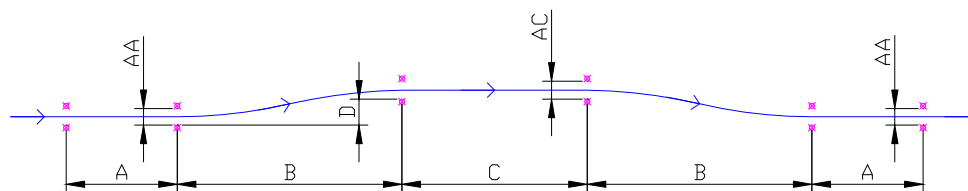


figura 24 Maniobra de doble cambio de carril IVECO

$$\begin{aligned}
 A &= 15 \text{ m} & D &= 3,5 \text{ m} \\
 B &= \text{Longitud del vehículo} + 24 \text{ m} & AA &= 1,1 \cdot \text{ancho del vehículo} + 0,25 \text{ m} \\
 C &= 25 \text{ m} & AC &= 1,2 \cdot \text{ancho del vehículo} + 0,25 \text{ m}
 \end{aligned}$$

La sistemática de la prueba es similar, empezando con velocidades moderadas, incrementándose en sucesivas pasadas, en escalones de 5 km/h, hasta la máxima velocidad de paso, en la que el vehículo no puede ser inscrito en la trayectoria.

El segundo tipo de maniobras de doble cambio de carril (evasivas o de esquiva), se han diseñado como maniobras evasivas de un obstáculo sobre la calzada, la de *Consumers Union Short Course* (figura 26) y la *maniobra de emergencia de cambio de carril de TOP* (figura 27) requieren que el vehículo cambie completamente de carril para evitar un obstáculo en la calzada e inmediatamente vuelva al carril original.

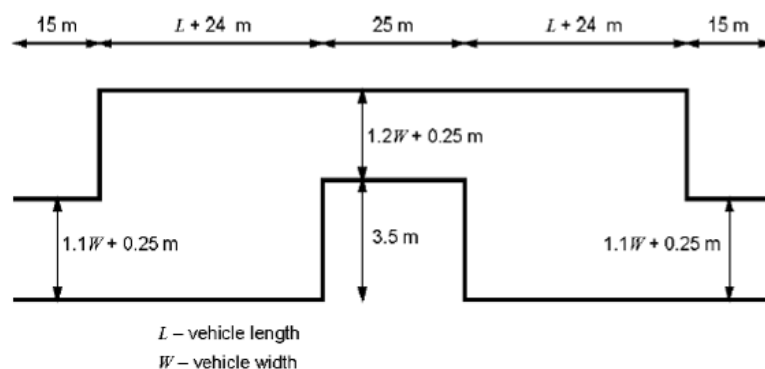


figura 25 Maniobra de doble cambio de carril NATO (AVTP 03-160)

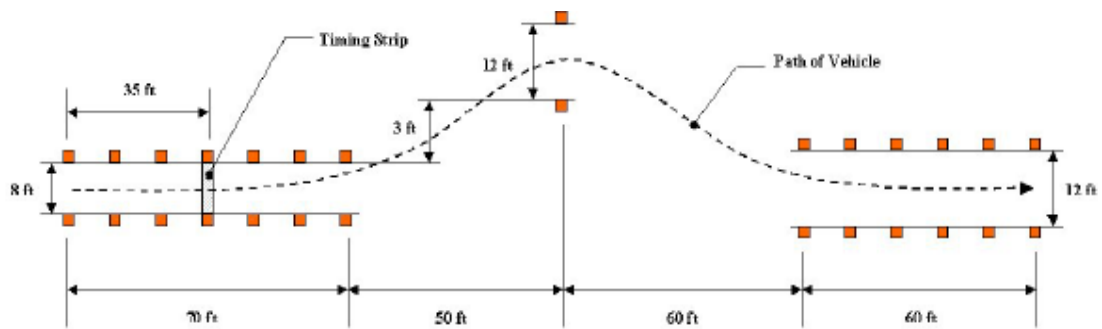


figura 26 Consumers Union Short Course

El tercer tipo, es la propuesta por O'Hara et al[152], es similar a las anteriores, en la que se hace que el conductor describa tres trayectorias ligeramente diferentes, para posteriormente eliminar, mediante post-procesado, la influencia del conductor.

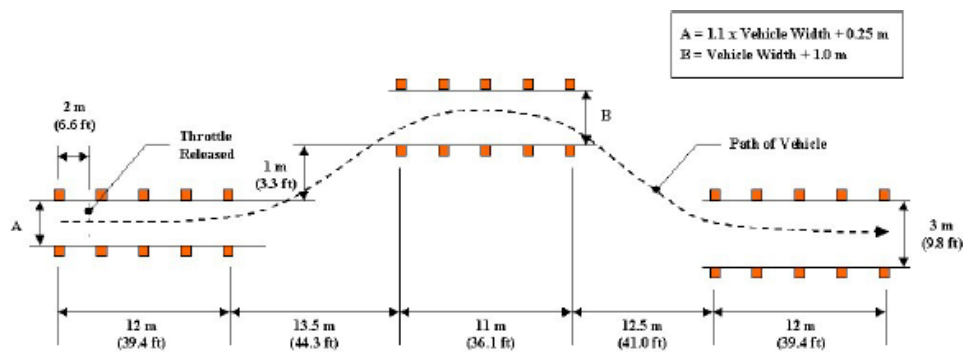


figura 27 Maniobra de emergencia de cambio de carril de ISO 3888 Parte 2

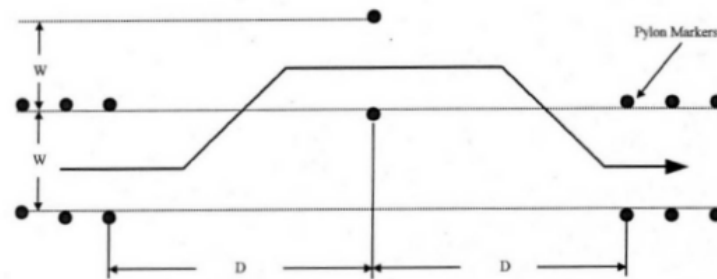


figura 28 Maniobra de emergencia de cambio de carril de TOP

Finalmente, el último tipo de maniobras, tiene como misión generar trayectorias para servir de entrada en las simulaciones por ordenador. Su definición, normalmente se basa en tratamiento estadístico de trayectorias previamente grabadas o en mediciones de cualquiera de las anteriores.

Para clarificar, las dimensiones especificadas en cada una de ellas se muestran en la siguiente figura.

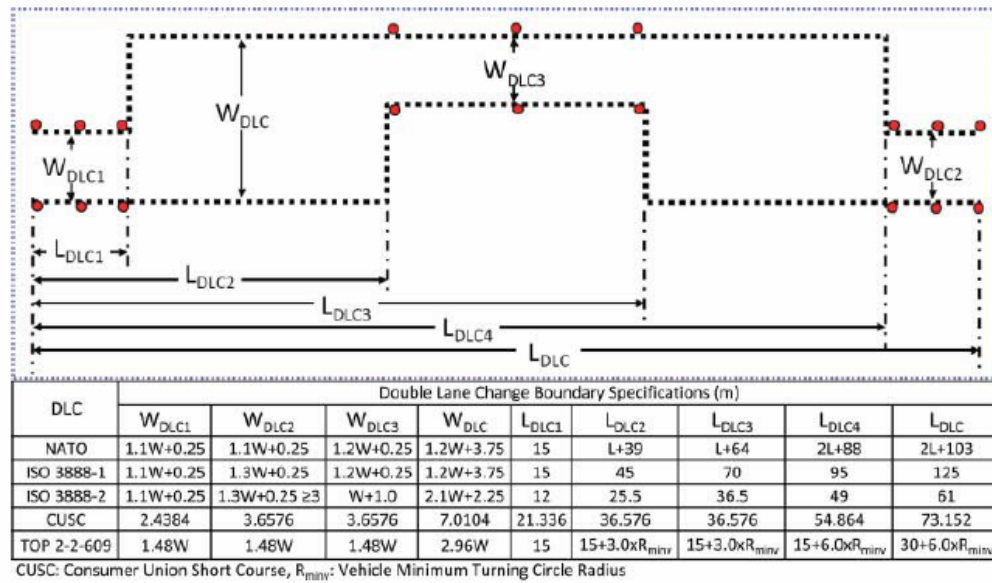


figura 29 Maniobras de doble cambio de carril. Xiquiand [244]

La CUSC tiene unas dimensiones fijas, independientes de las del vehículo, mientras que las maniobras de la ISO se definen en función del ancho y las de la NATO en función del ancho y largo del vehículo, lo que facilita su empleo en los ensayos con vehículos de grandes dimensiones.

Por último, para la definición de las dimensiones de la TOP, se tiene en cuenta además el radio de giro mínimo

Aunque todas representan una maniobra realista de esquivar, en situaciones de emergencia, presentan el inconveniente de requerir de un conductor para realizar la maniobra, por lo que ofrecen poca respetabilidad.

Además, no existe una tabla de equivalencias entre ellas, aunque lógicamente, cuando mayor sea la velocidad alcanzada, tanto mejor será la estabilidad del vehículo.

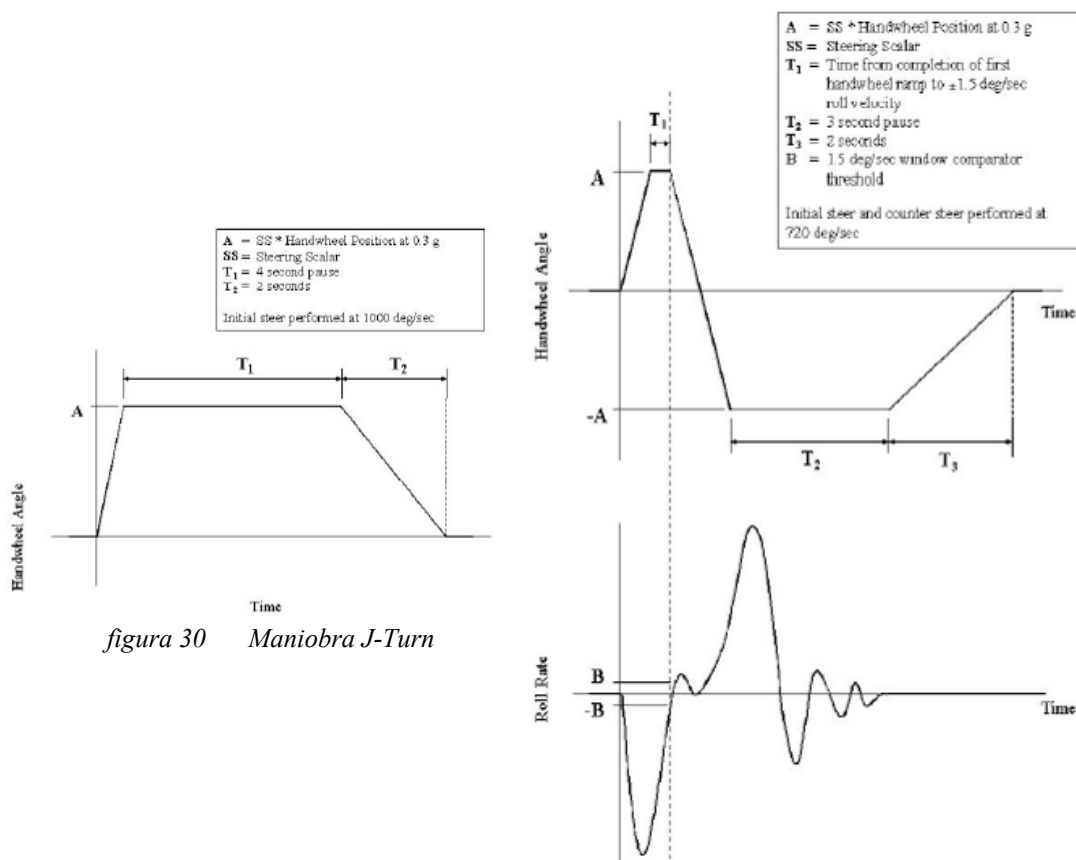
4.7.3.4 MANIOBRAS DE GIRO EN CURVA.

Dentro de esta categoría, se han incluido otras normas de ensayo de vehículos, en lo que afecta a su estabilidad lateral.

El inconveniente que presentan las dos maniobras, es el requerir de un robot para el guiado del vehículo, mientras que las ventajas, lógicamente la respetabilidad y precisión de las trayectorias. Ambas maniobras se realizan sin y con actuación del sistema de frenos, produciendo grandes desviaciones de la trayectoria y elevados valores de aceleración lateral (Forkenbrok et al[84]).

J-TURN. ISO 7401, ensayos que representan maniobras de esquiwa, en la cual un vehículo sigue una trayectoria, evitando un obstáculo mediante un giro de volante en una única dirección, requiere de un robot para guiado del vehículo.

Fishhook. Maniobra que usa también de un robot para guiar al vehículo reproduciendo una situación de pánico de un conductor después de que el vehículo se haya salido con las dos ruedas del lateral de la calzada, por lo que representa una maniobra de recuperación de la trayectoria.



4.7.3.5 OTRAS MANIOBRAS

Maniobras de slalom, Bagot et al (2002)[116], en la que se hace que el vehículo sortee de manera alternativa una serie de seis conos situados en línea recta separados 19 m en ambas direcciones.

4.8 CONCLUSIONES DEL ESTADO DEL ARTE

Aunque son abundantes los trabajos que abordan la simulación y evaluación de la respuesta del vehículo, la inclusión en la misma, del efecto de la carga líquida, sigue planteando algunos inconvenientes, en las estrategias de evaluación encontradas:

- Modelos cuasi-estáticos que evalúan el momento suplementario de vuelco-
- Mediante el empleo de analogías mecánicas.
- Análisis mediante la teoría de flujo potencial.
- Análisis mediante mecánica de fluidos computacional

Primeramente, considerar el desplazamiento lateral del centro de gravedad de la carga líquida, como único efecto, implica no considerar las acciones dinámicas, que según algunos autores, puede llegar a duplicar la de la carga rígida equivalente.

Por otro lado, está la simulación del oleaje, mediante analogías mecánicas, ampliamente utilizada desde los años 60, que posibilitan de una manera sencilla, su inclusión en un modelo de vehículo más complejo, pero que añaden un grado de libertad por modo de oscilación, ya sea mediante masas pendulares o unidas elásticamente.

Además, su uso ocasiona que aparezcan nuevos parámetros o incógnitas a determinar, estos son: los correspondientes a las masas oscilantes y fijas que representan el líquido, su localización y la longitud del péndulo o rigidez de los muelles.

Su determinación analítica únicamente es posible en el caso de geometrías sencillas, principalmente circulares y rectangulares.

Además, su empleo en un amplio rango de frecuencias de excitación, que incluyan la de resonancia, implica la consideración de modelos no lineales o con impacto, que nuevamente requiere de más parámetros a considerar, para los que no se tiene una expresión matemática que los defina.

Para la determinación de los valores de las nuevas incógnitas, en las geometrías de virola más habituales de los vehículos cisterna, sigue siendo necesaria la realización de un análisis experimental.

Por otra parte, son numerosos los estudios que analizan el oleaje, en el interior de tanques, mediante la teoría de flujo potencial que, al igual que en el caso anterior, únicamente se dispone de solución para geometrías sencillas y pequeñas amplitudes de oscilación.

Más recientemente, el análisis de los efectos transitorios del oleaje, está siendo ampliamente investigado, mediante las técnicas computacionales de dinámica de fluidos, en las que se resuelven las ecuaciones de la continuidad, cantidad de movimiento y energía, empleando diferentes técnicas, siendo la más común, la de volumen de fluido "VOF" implementada con elementos finitos y más recientemente, para grandes no linealidades, los métodos sin malla, como el "SPH".

A pesar de estar muy difundidos, la gran mayoría de los trabajos se han centrado en el desarrollo de nuevos algoritmos, siendo escasos los que se han centrado en su aplicación a fluidos multi-fase con superficie libre, como es el caso de los vehículos cisterna.

De ellos, sólo un número reducido, incluye una validación mediante ensayos experimentales, porque, aunque su uso es relativamente sencillo, los resultados que se obtienen, son altamente dependientes de la malla y de los parámetros del algoritmo de solución y modelo de turbulencia empleados.

Presentan la ventaja de que son útiles para evaluar la respuesta del fluido en tanques con geometrías complejas o con deflectores o rompeolas y que, incluso en algunos casos, es posible acoplarlos a un modelo de vehículo, para la resolución conjunta de los dos sistemas, si bien presenta el inconveniente de que requieren de un tiempo y una potencia de cálculo elevada.

En cuanto al comportamiento del vehículo, si bien está ampliamente aceptado que el oleaje constituye un importante efecto desestabilizador, su cuantificación sigue siendo incierta, requiriendo de modelos dinámicos para su análisis.

Como variables de comparación, se han venido empleando la transferencia de carga entre ruedas, el ángulo de balanceo o la aceleración lateral, pero no tanto la determinación del umbral de vuelco.

En cuanto a los ensayos a realizar con vehículo, que permitan cuantificar sus aptitudes frente al vuelco, sigue existiendo una gran variedad de opciones, siendo los más comunes, por su facilidad, los cuasi-estáticos sobre plataforma de estabilidad o giro estacionario.

También es frecuente recurrir a las maniobras de doble cambio de carril, si bien, la relación entre los valores de aceleración y el grado de similitud entre maniobras, sigue sin estar claro. Además, la equivalencia entre resultados de ensayos cuasi-estáticas y dinámicos no está completamente definida.

Son también muy abundantes las variables o métricas empleadas para cuantificar la respuesta del vehículo, en lo referente a su comportamiento lateral.

De todas ellas, la que mejor cuantifica la estabilidad de un vehículo, es la transferencia de carga entre ruedas, pero que únicamente es posible determinarla mediante modelización, no pudiéndose determinar experimentalmente, a menos que se dote al vehículo de llantas instrumentadas para la medida de la fuerza. De hecho, su estimación constituye una importante línea de investigación, mediante los estimadores de estado o filtros de Kalman.

El que más comúnmente se viene aceptando como indicador de la estabilidad lateral, sigue siendo el umbral de vuelco, por cuando es el único indicador que ha sido propuesto por las diferentes administraciones, como requisito mínimo a exigir a los vehículos.

Su valor se ha establecido en aceleración lateral o en ángulo de inclinación sobre plataforma de estabilidad. Sin embargo, en ambos casos, la influencia de la carga líquida no se logra considerar convenientemente, por cuanto los únicos estudios que la incluían, lo hacían mediante la determinación del desplazamiento del centro de gravedad.

En cuanto a las maniobras dinámicas, no existen requisitos mínimos, tan sólo en el caso de la NFPA, para vehículos de asistencia rápida, especifica un valor mínimo de velocidad de 40 km/h.

Se sabe que un vehículo, describiendo maniobras de esquiwa o en las entradas y salidas de rotondas, puede llegar a volcar con aceleraciones inferiores entre un 8% a un 15% de las de su umbral de vuelco en vehículos con carga rígida (Delanne et al[48] y Cerezo et al[30]), por lo que los umbrales mínimos exigidos (4 m/s^2 o 0,5 g) en las pruebas estáticas, pueden no ser un valor restrictivo, que aporte una mayor seguridad intrínseca a los vehículos.

Además, en el caso de vehículos con cargas líquidas, ésta circunstancia se puede ver agravada, puesto que los valores de fuerzas y momentos producidos por el impacto hidrodinámico del oleaje en el interior del tanque, puede llegar a duplicar al de la misma carga rígida.

Por lo tanto, resulta necesario evaluar convenientemente el umbral de vuelco de los vehículos, tanto en maniobras estáticas como dinámicas y simultáneamente evaluar la influencia del oleaje en el interior, de manera que se posibilite profundizar en el conocimiento de los siguientes aspectos:

- ✓ Evaluar el nivel de seguridad de los vehículos actualmente en circulación, en lo referente a su estabilidad lateral.
- ✓ Determinación de los umbrales de vuelco en maniobras dinámicas y posible equivalencia con los ensayos cuasi-estáticos.
- ✓ Cuantificación de la acción generada por el movimiento del fluido en el interior del tanque.
- ✓ Determinación de analogías mecánicas y estimación del valor de sus parámetros para los vehículos actualmente en circulación.
- ✓ Proponer metodologías de simulación, que permitan evaluar el comportamiento de los vehículos en las primeras etapas de diseño de los mismos y por los organismos de certificación, estableciendo igualmente los valores mínimos a exigir a cada tipo de vehículo.

Esta tesis tiene por objetivo, aumentar el conocimiento existente actualmente en relación a los puntos anteriores, y que han sido descritos en este capítulo, haciendo aportaciones que permitan mejorar los diseños de los vehículos y de las cisternas, para aumentar la seguridad en marcha de los mismos.

5 ANÁLISIS DEL EFECTO DE LA CARGA LÍQUIDA

El objetivo a cumplir con esta tarea es desarrollar y validar una metodología que permita reproducir el comportamiento del fluido sometido a las acciones generadas por el vehículo. En definitiva, se tienen dos sistemas físicos acoplados; fluido y vehículo. Esto nos introduce en los conceptos de simulación modular, que está basado en la idea de dividir sistemas dinámicos complejos en subsistemas, para permitir una modelización independiente y paralela mediante métodos especializados de cada uno de ellos y posteriormente ensamblar sus resultados, Rumold et al (2004)[191] y Kübler et al (1998)[120].

Para conectar los dos subsistemas es necesario definir las variables que intercambiarán información entre ambos, el diagrama de control y los procedimientos de integración. Como se tienen dos tipos principales de requerimientos para los vehículos cisterna, se ha diferenciado igualmente la metodología de evaluación de la carga líquida, distinguiendo entre condiciones estáticas y condiciones dinámicas.

Primeramente se ha procedido a realizar un análisis del comportamiento del fluido dentro de la virola sometido a excitaciones cuasi-estáticas, en los que la respuesta del fluido está definida por un desplazamiento del centro de gravedad de la masa líquida en el interior del tanque.

Seguidamente se describe el análisis experimental realizado, con vistas a la obtención de una metodología que permita evaluar su influencia en el vehículo, mediante ensayos en laboratorio con prototipos a escala de los tipos definidos como representativos del parque, descritos en el anexo I.

5.1 GEOMETRÍA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL A ESTUDIO

Se han considerado en el análisis, las geometrías de virola más habituales (figura 32), imponiéndose que todas ellas tengan el mismo área transversal, con un valor de $3,7 \text{ m}^2$ (valor más frecuente), con objeto de poder comparar entre ellas el desplazamiento del centro de gravedad (altura y desplazamiento lateral) de la masa de líquido, en función del ángulo de inclinación de la plataforma.

Se proponen como dimensiones de las mismas, las mostradas en la siguiente figura, que se corresponden con las geometrías básicas, más comúnmente utilizadas en estos vehículos.



figura 32 Geometrías de virola más comunes

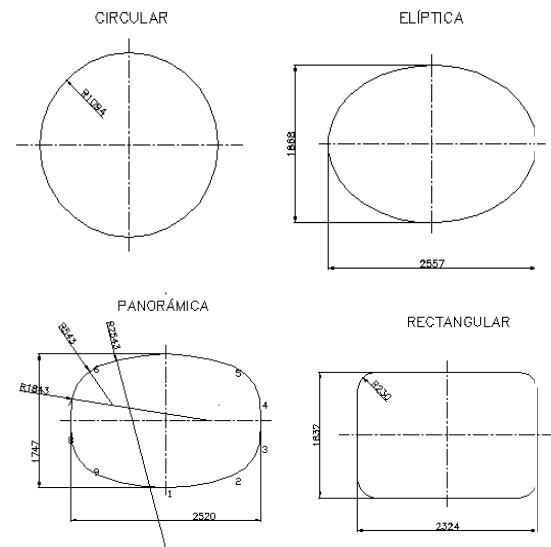


figura 33 Sección transversal de las virolas más comunes

5.2 INFLUENCIA EN CONDICIONES CUASI-ESTÁTICAS

El desplazamiento lateral que experimenta la carga líquida ante excitaciones externas es función de la geometría de la virola, del ángulo de inclinación y de la aceleración lateral. En la siguiente figura, se ha reproducido la posición inicial así como también dos instantes distintos en el proceso de inclinación lateral del vehículo en la plataforma de estabilidad.

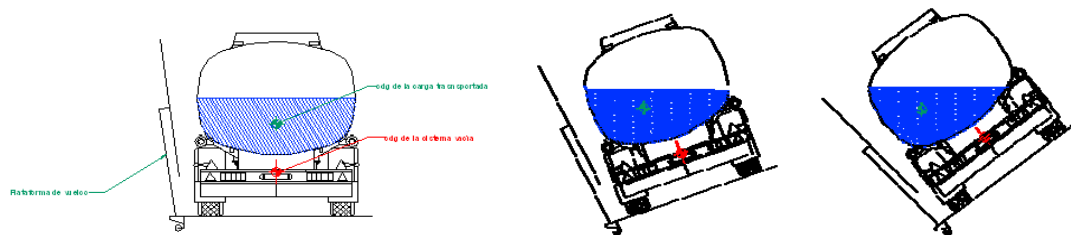


figura 34 Posición del centro de gravedad en posición en horizontal y durante el ensayo

En condiciones cuasi-estáticas, la masa de líquido se desplazara dentro del tanque, de manera que la superficie libre es perpendicular al vector aceleración. Entonces, las coordenadas del centro de gravedad de la masa líquida (X_l , Y_l , Z_l) se pueden determinar mediante las ecuaciones [Ec. 5.1]:

$$\begin{aligned} X_l &= \frac{1}{V_f} \iiint_V x \cdot dV \\ Z_l &= \frac{1}{V_f} \iiint_V z \cdot dV \end{aligned} \quad [\text{Ec. 5.1}]$$

De igual manera se podrían calcular los valores de los momentos de inercia de la carga líquida, pero dado que el objetivo de este punto, se centra en el análisis de la influencia de la carga líquida en condiciones cuasi-estáticas, su efecto no se considera.

Se representa a continuación los resultados obtenidos mediante cálculo, para el desplazamiento del centro de gravedad, con respecto al centro de gravedad de la sección llena.

Se han representado para cada tipo de sección considerado cinco gráficos, que corresponden a los siguientes valores:

- Desplazamiento del CDG en dirección horizontal en función del ángulo de inclinación, para distintos factores de llenado.
- Desplazamiento del CDG en dirección horizontal en función del factor de llenado, para distintos ángulos de inclinación.
- Desplazamiento del CDG en dirección vertical en función del ángulo de inclinación, para distintos factores de llenado.
- Desplazamiento del CDG en dirección vertical en función del factor de llenado, para distintos ángulos de inclinación.
-

5.2.1 SECCIÓN CIRCULAR

En la siguiente figura aparece representado el desplazamiento vertical sufrido como consecuencia de tener distintos factores de llenado para un ángulo de inclinación de la sección determinado. Como se puede apreciar, al tener distintos factores de llenado en la sección de la virola, no se produce desplazamiento lateral del centro de gravedad de la sección de líquido con respecto al centro de la sección.

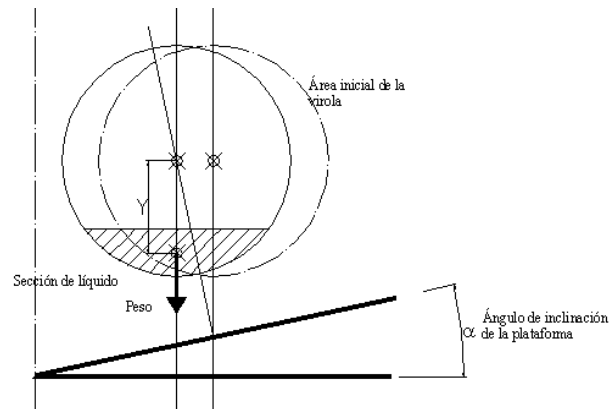


figura 35 Desplazamiento del cdg para una sección circular

De las gráficas mostradas a continuación se deduce, que el máximo desplazamiento vertical se produce para los factores de llenado más bajos, como es lógico. Además se observa que para un factor de llenado determinado, el desplazamiento vertical es siempre el mismo, independientemente del ángulo de inclinación, puesto que es relativo al centro de gravedad de la sección.

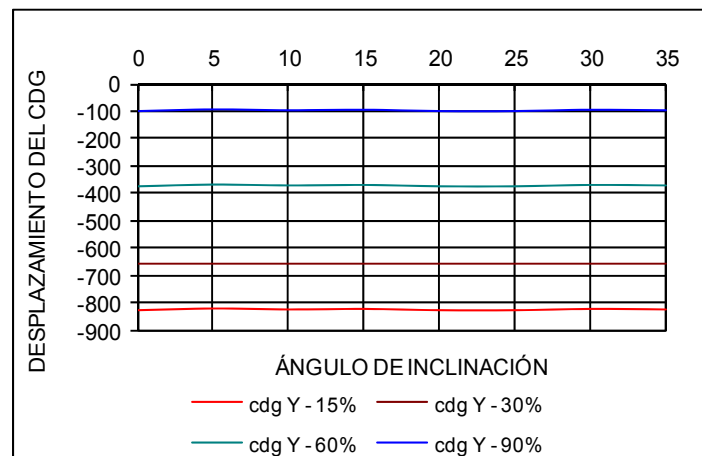


figura 36 Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del factor de llenado

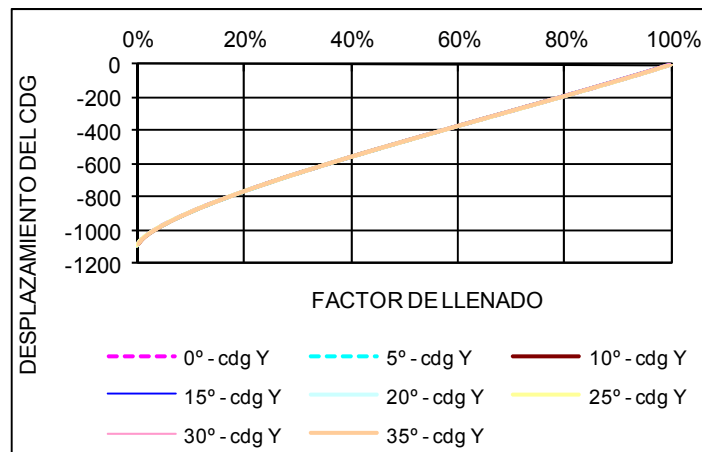


figura 37 Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del factor de llenado

5.2.2 SECCIÓN ELÍPTICA

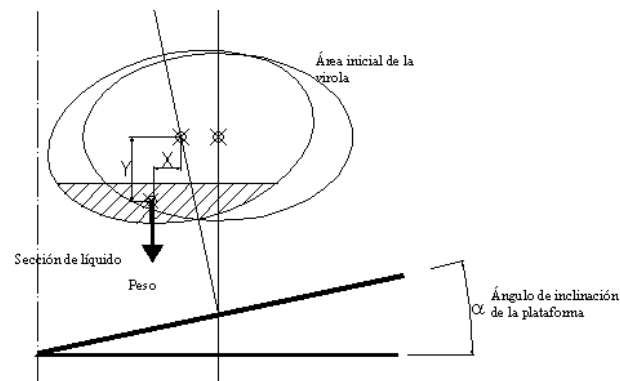


figura 38 Desplazamiento del cdg para una sección elíptica

Como se puede apreciar, en la figura anterior se ha determinado el desplazamiento sufrido por el centro de gravedad del líquido con respecto al centro de gravedad de toda la sección, en sentido horizontal y vertical. Al calcular el momento que produce el peso con respecto al centro de gravedad de la sección llena se tiene en cuenta únicamente el desplazamiento horizontal.

En las siguientes figuras se aprecia cómo el desplazamiento horizontal del cdg es mayor a medida que disminuye el factor de llenado.

Además, como es lógico, al aumentar el ángulo de inclinación aumenta este desplazamiento.

Al calcular el momento que se produce por el peso de la masa de agua en función del factor de llenado y para distintos ángulos de inclinación, se observa que este valor es máximo para un ángulo de inclinación de 35° y unos factores de llenados cercanos al 50%, disminuyendo al separarnos de este valor, al disminuir por un lado la masa de líquido y, por otro, al disminuir el valor del desplazamiento horizontal al aumentar el factor de llenado.

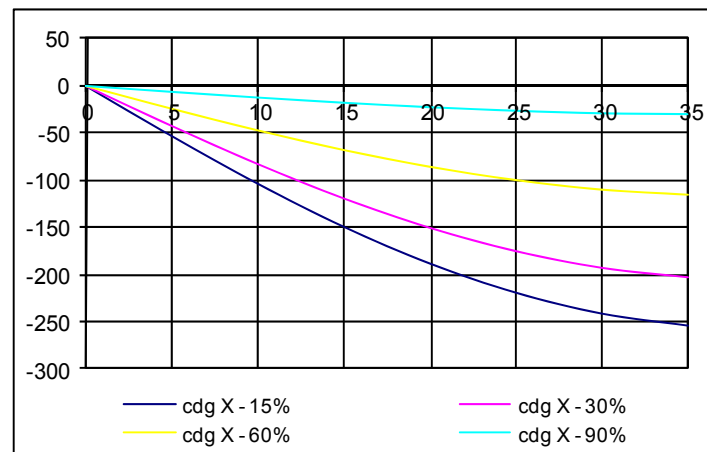


figura 39 Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función de ángulo de inclinación

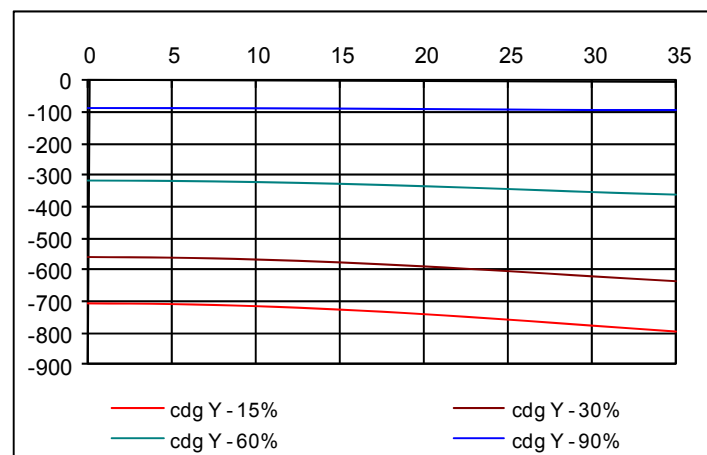


figura 40 Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del ángulo de inclinación

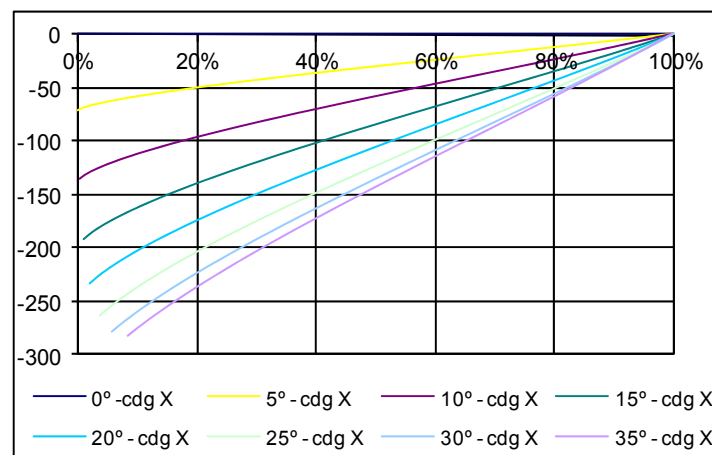


figura 41 Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del factor de llenado

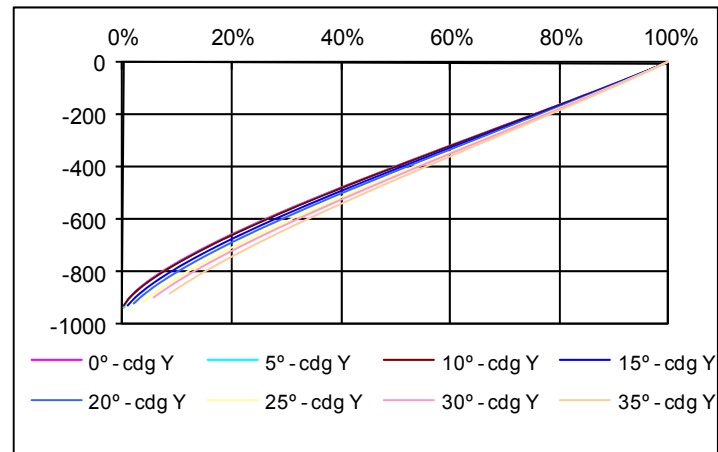


figura 42 Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del factor de llenado

5.2.3 SECCIÓN OVALADA MODIFICADA O PANORÁMICA

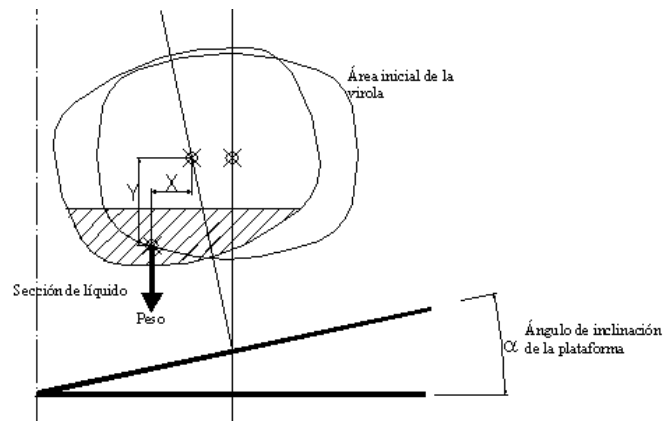


figura 43 Desplazamiento del cdg para una sección ovalada

Al igual que en los casos anteriores, se ha representado el esquema de la sección indicando cual es el desplazamiento que se ha calculado en las gráficas siguientes.

En ellas se puede observar que, al igual que antes, conforme aumenta el ángulo de inclinación, aumenta el desplazamiento para cada factor de llenado. Los valores obtenidos para el momento presentan una variación análoga a la anteriormente explicada. Sin embargo, los valores alcanzados son mayores que en el caso anterior en aproximadamente un 20%.

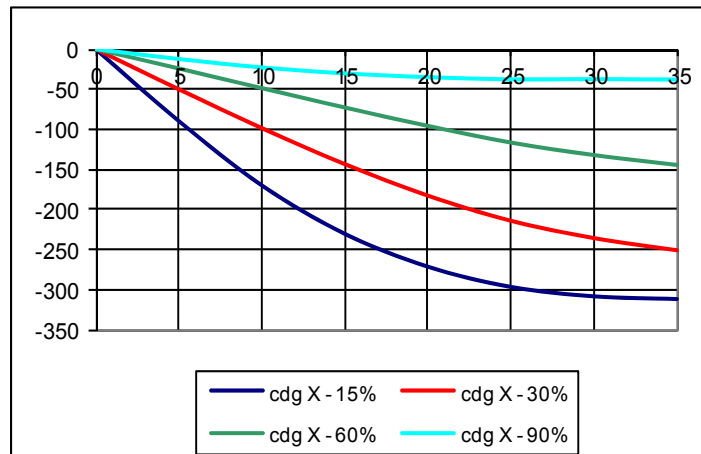


figura 44 Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del ángulo de inclinación

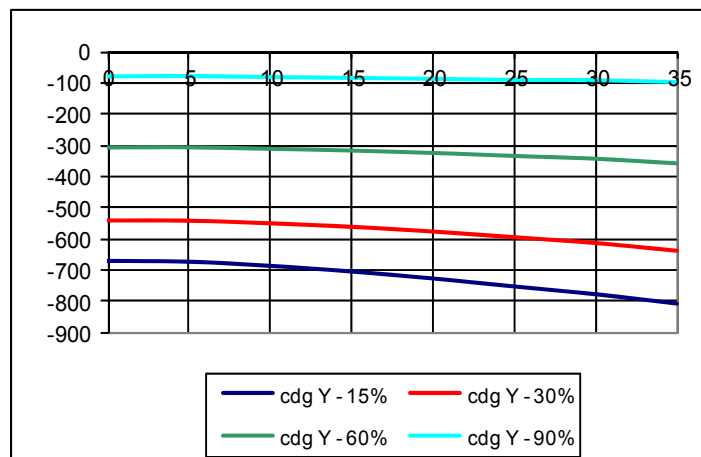


figura 45 Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del ángulo de inclinación

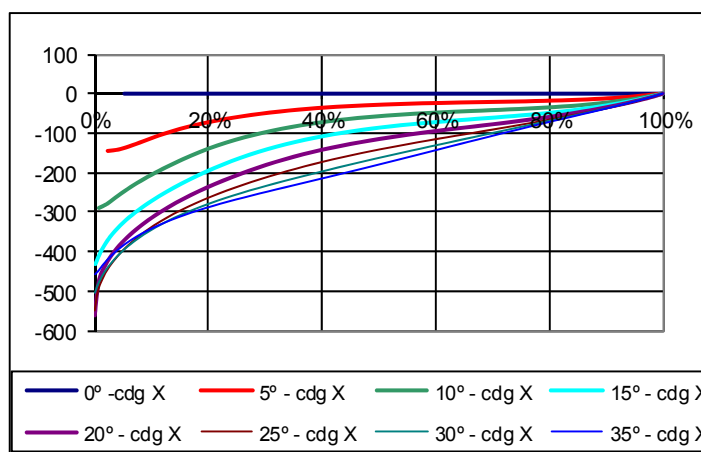


figura 46 Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del factor de llenado

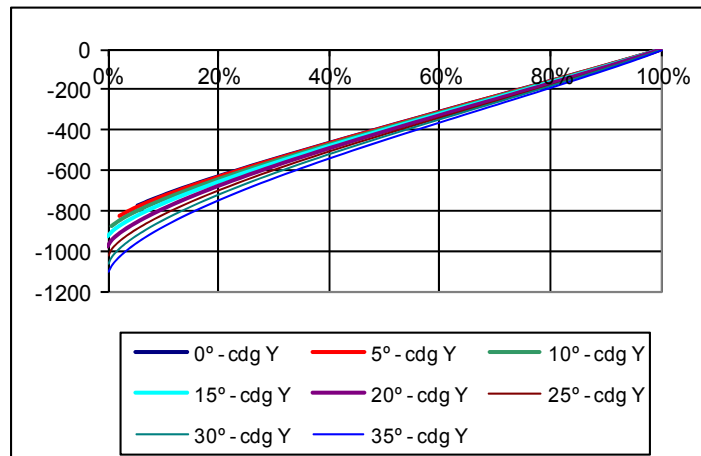


figura 47 Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del factor de llenado

5.2.4 SECCIÓN RECTANGULAR

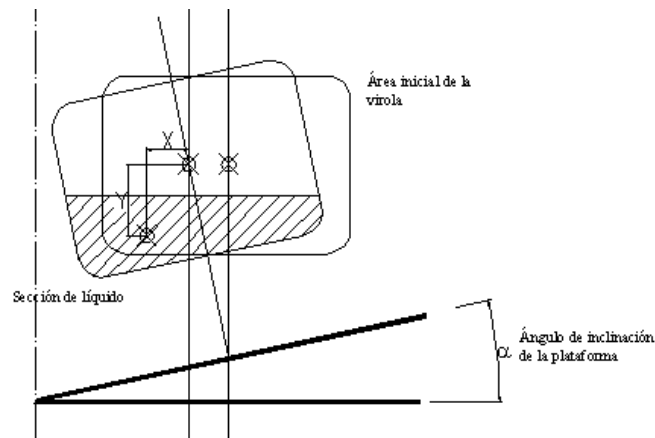


figura 48 Desplazamiento del cdg para una sección rectangular

En la figura anterior se ha representado el desplazamiento originado por el desplazamiento de la masa de líquido dentro de la sección de la virola parcialmente llena, como consecuencia de la inclinación lateral de la cisterna.

En las gráficas siguientes se ha representado el desplazamiento sufrido por el centro de gravedad en la dirección horizontal y vertical.

Se puede apreciar que para pequeños factores de llenado el desplazamiento en dirección horizontal es máximo, en valor absoluto, para un ángulo de aproximadamente 25°. En dirección vertical aumenta para factores de llenado bajos y conforme se aumenta el ángulo de inclinación.

El momento presenta dos máximos, en valor absoluto, correspondientes a aproximadamente factores de llenado del 20% y del 80%. Esta tendencia disminuye conforme aumenta el ángulo de inclinación suavizándose la forma de la curva hasta

hacerse prácticamente horizontal entre los dos valores anteriores para ángulos de inclinación de 30° , presentando un máximo para ángulos de inclinación de 35° para un factor de llenado del 50%. El valor del momento alcanzado es menor que en el caso anterior, cercano al valor de la sección elíptica.

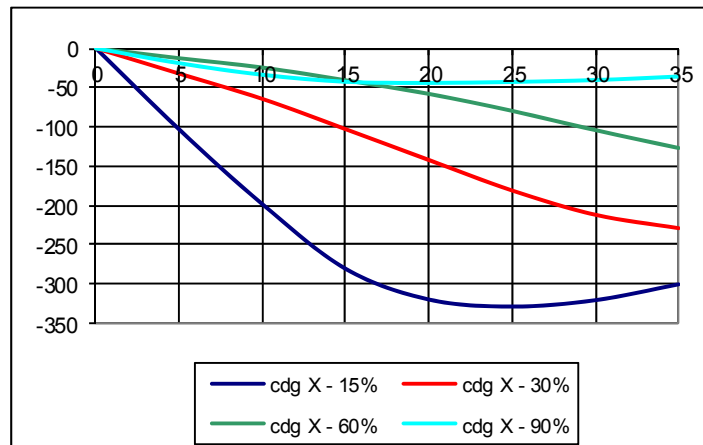


figura 49 Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del ángulo de inclinación

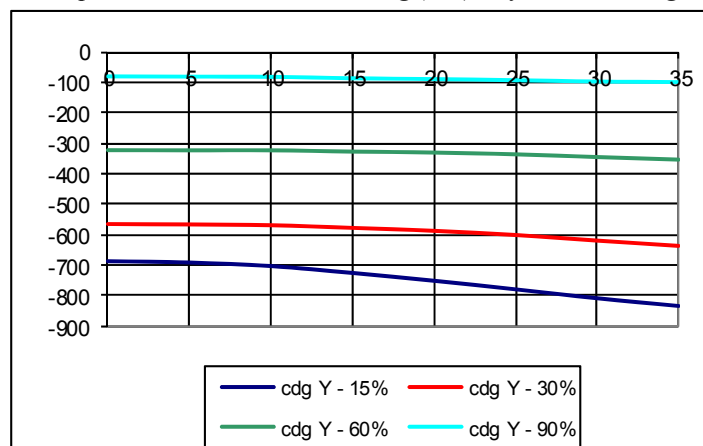


figura 50 Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del ángulo de inclinación

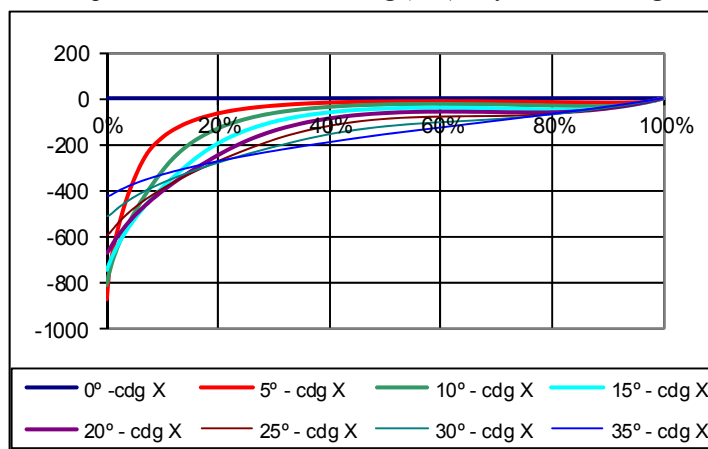


figura 51 Desplazamiento horizontal del cdg (mm) en función del factor de llenado

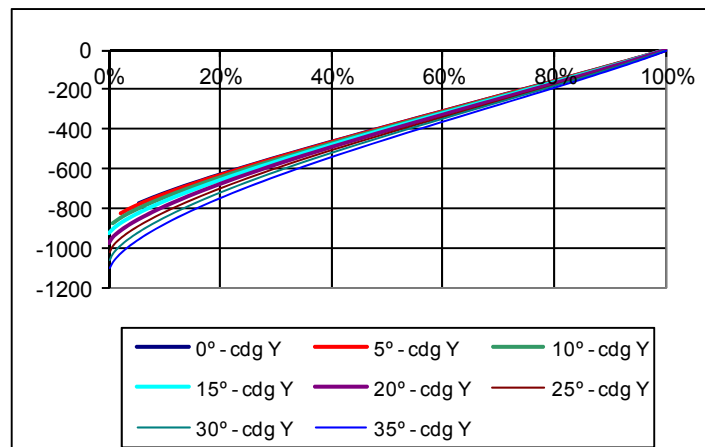
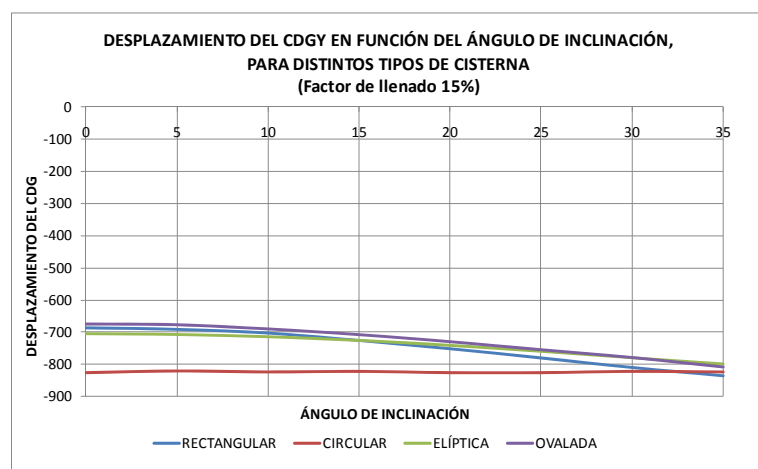
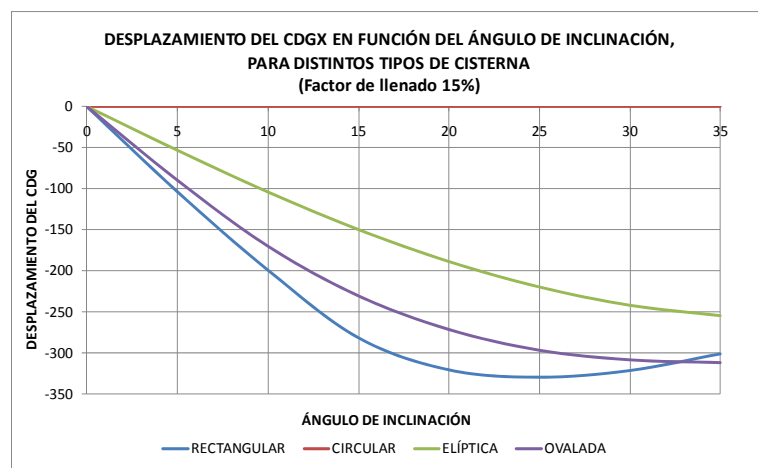
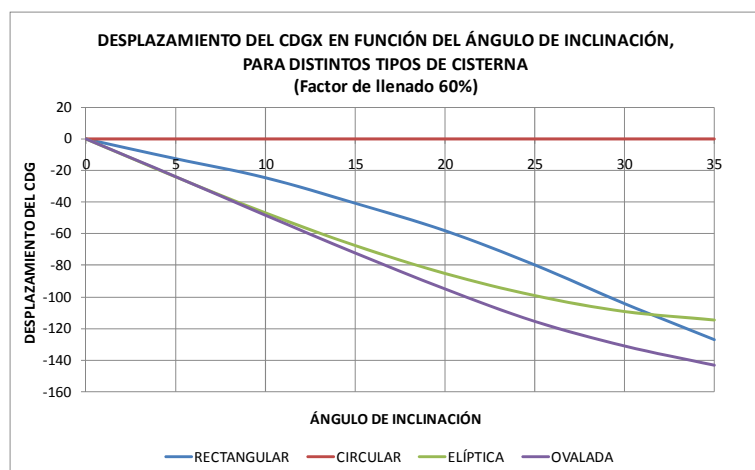
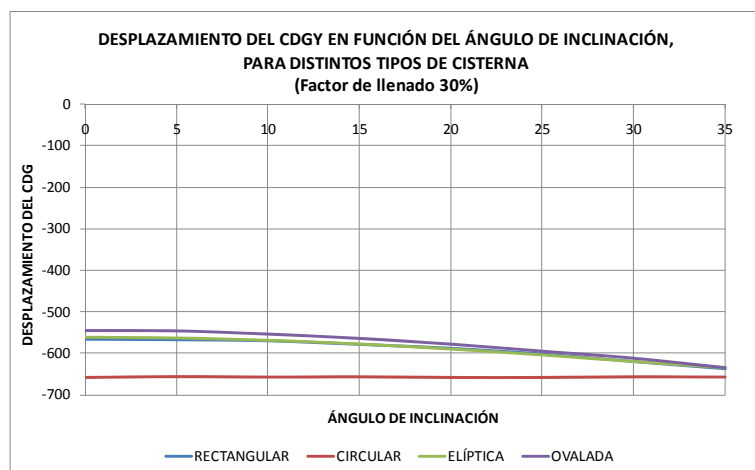
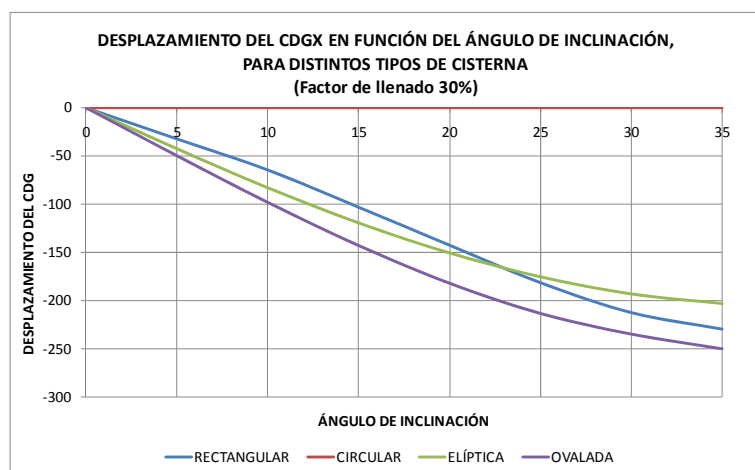


figura 52 Desplazamiento vertical del cdg (mm) en función del factor de llenado

Agrupando los datos de las distintas secciones en una única grafica se puede observar cual es la que más desplazamiento transversal produce para cada uno de los distintos factores de llenado considerados y para cada ángulo de inclinación.





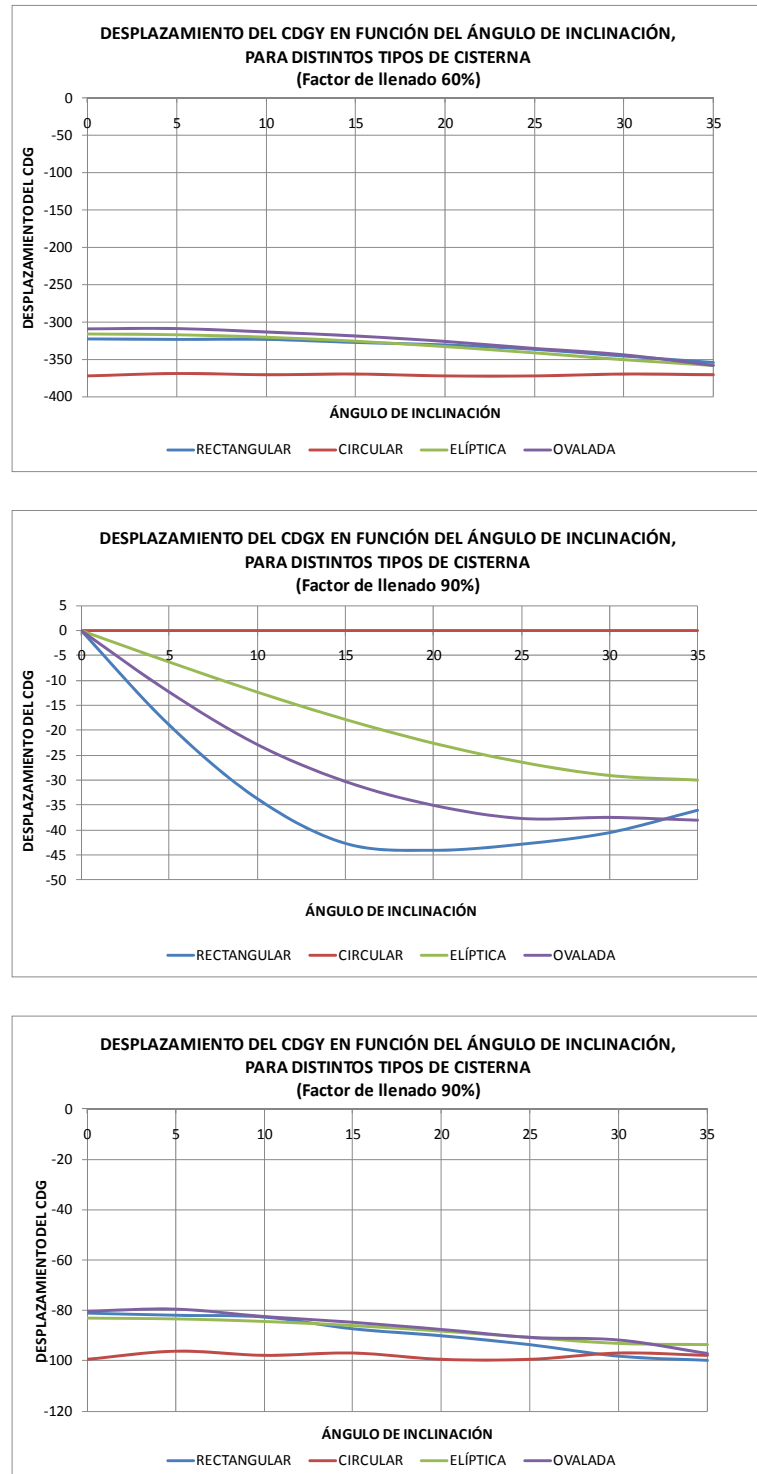


figura 53 Comparación del desplazamiento horizontal y vertical del cdg en función del factor de llenado (mm)

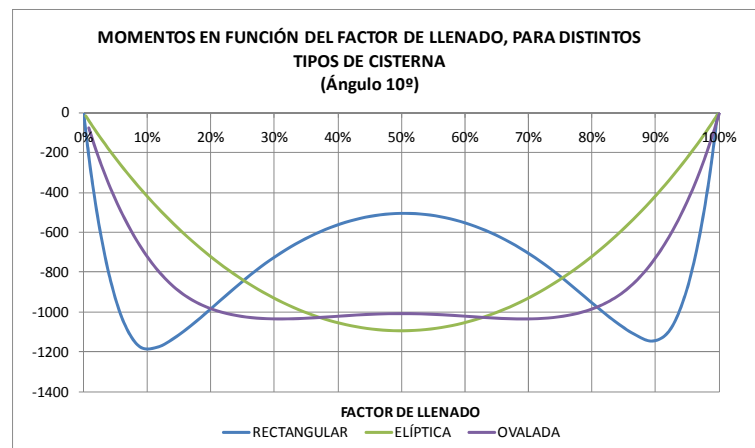
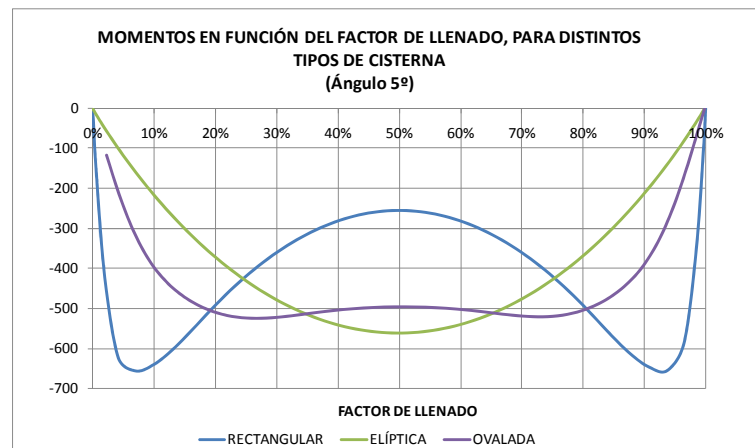
Para un factor de llenado del 60% la sección que mayor desplazamiento lateral de cdg sufre es la sección panorámica seguida de la elíptica y luego la rectangular, mientras que para un factor de llenado del 90% es la rectangular seguida de la

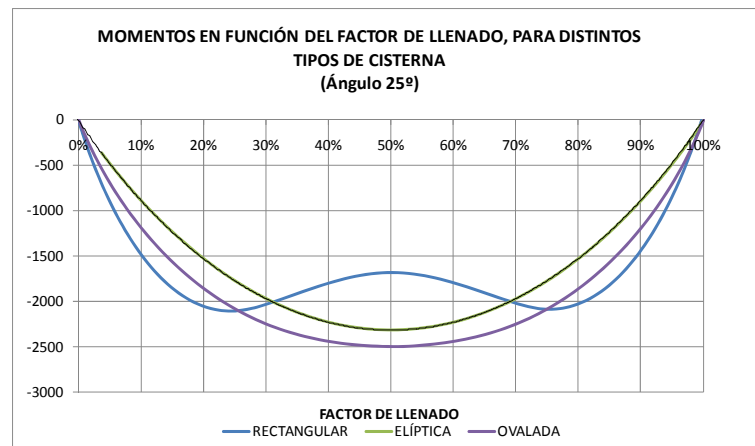
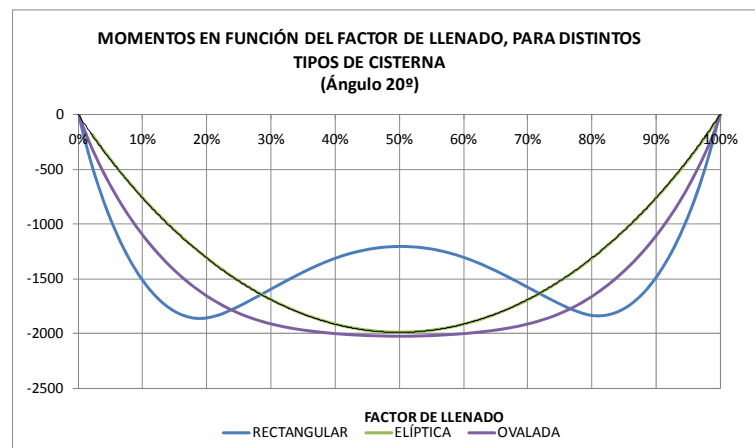
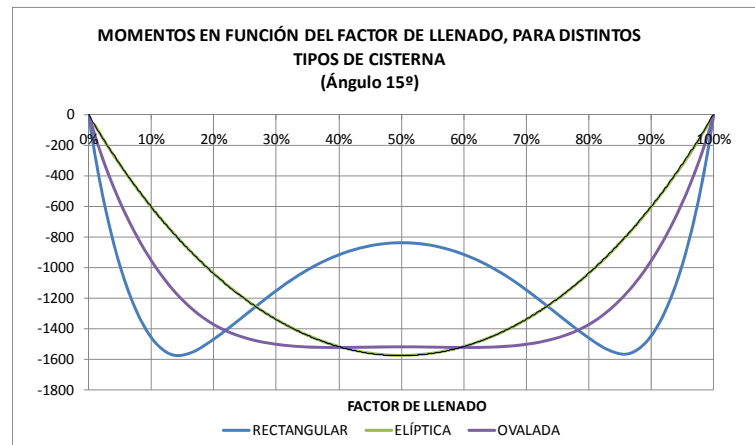
ovalada o panorámica.

En cuanto al desplazamiento en dirección vertical, todas presentan unos valores análogos, siendo la sección circular la que, al tener mayor radio, presenta mayor variación de la altura del centro de gravedad en función del factor de llenado, especialmente, para ángulos pequeños

5.2.5 MOMENTO SUPLEMENTARIO DE VUELCO

Se ha representado a continuación los momentos suplementarios de vuelco, definidos por la ecuación [Ec. 5.2], comparados con los que tendría una carga equivalente, pero situada en el centro de gravedad de la sección llena, para distintos ángulos y factores de llenado.





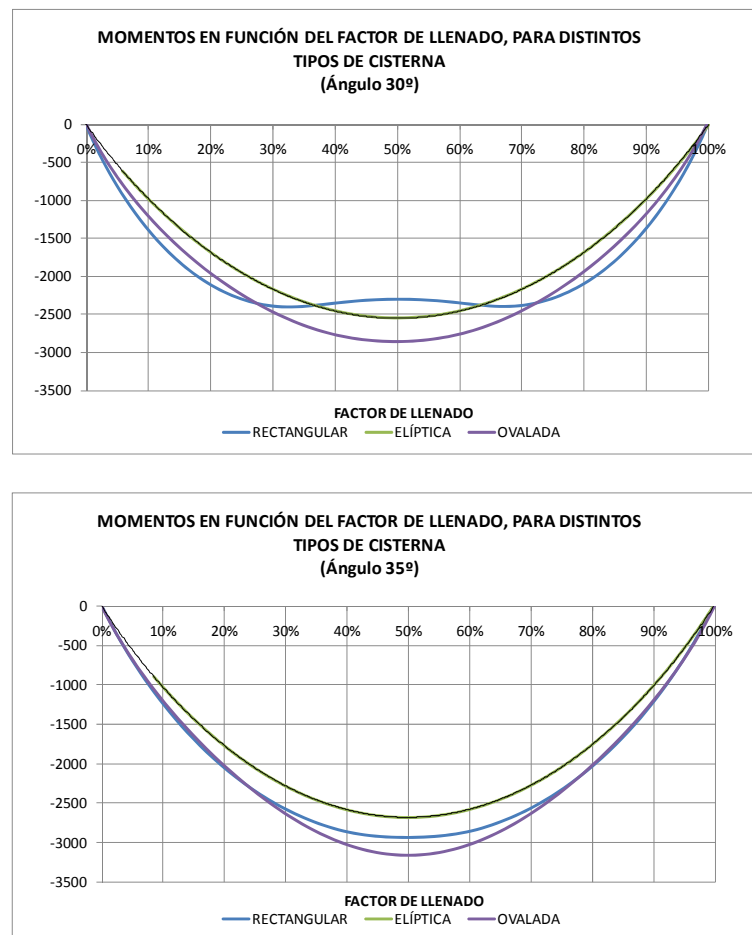


figura 54 Momento suplementario de vuelco para las secciones en estudio (N*m)

Como se puede apreciar, el mayor valor se produce para la sección ovalada o panorámica, para factores de llenado situados alrededor del 50%; algo menos se produce en la sección elíptica. En el caso de la sección rectangular se produce dos máximos para valores de factor de llenado situados en el 20% y en el 80%.

Para ángulos de inclinación mayores, las leyes de variación del momento en función del factor de llenado se aproximan, presentando para un ángulo de 35° mayor valor del momento la sección ovalada, seguida de la rectangular y, por último, de la elíptica, siendo la sección con menor desplazamiento lateral la circular.

En las gráficas anteriores se ha representado únicamente el momento que produce el desplazamiento lateral del centro de gravedad con respecto al centro de la sección llena.

El valor del momento que produce la masa de líquido, con respecto al eje de pivotamiento del vehículo en el vuelco, en un sistema de referencia fijo con la plataforma (figura 55), se puede calcular según la siguiente expresión.

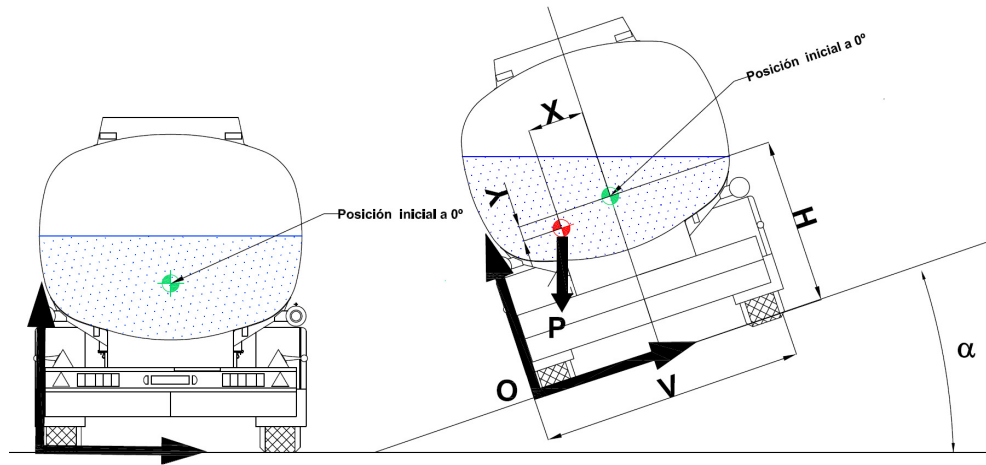


figura 55 Sistema de referencia para el cálculo de momentos

$$M = \underbrace{P * Sen\alpha * (H - Y)}_{\text{Componente de vuelco}} - \underbrace{P * Cos\alpha * \left(\frac{V}{2} - X\right)}_{\text{Componente resistente}} \quad [\text{Ec. 5.2}]$$

figura 56 Desplazamiento del centro de gravedad de la carga líquida en el ensayo sobre plataforma. Momento suplementario de vuelco.

Considerando un valor de la vía (V) de 2.55 m correspondiente al valor de anchura máxima del vehículo y una altura del centro de gravedad (H) de la sección llena de 2 m. Realizando el cálculo anterior expresando los desplazamientos del cdg en un sistema de referencia fijo con la plataforma, se obtienen las siguientes curvas para el momento de vuelco resultante debido a la carga.

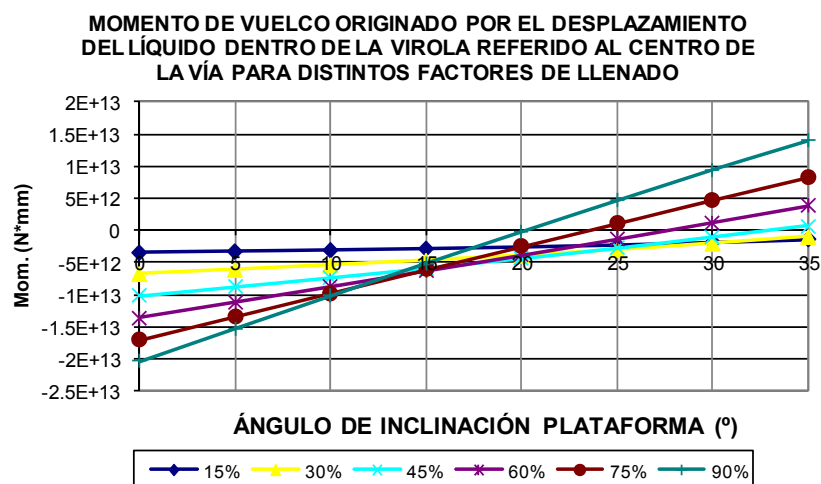


figura 57 Momento suplementario de vuelco para una sección circular

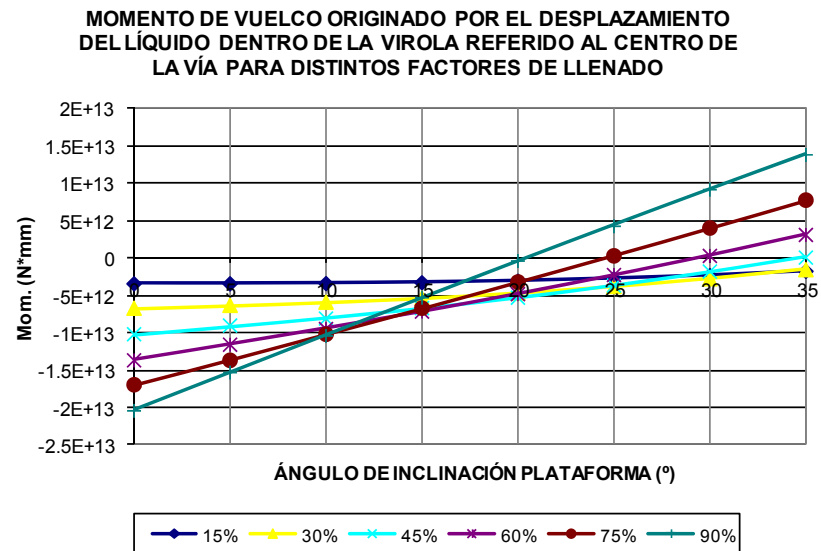


figura 58 Momento suplementario de vuelco para una sección elíptica

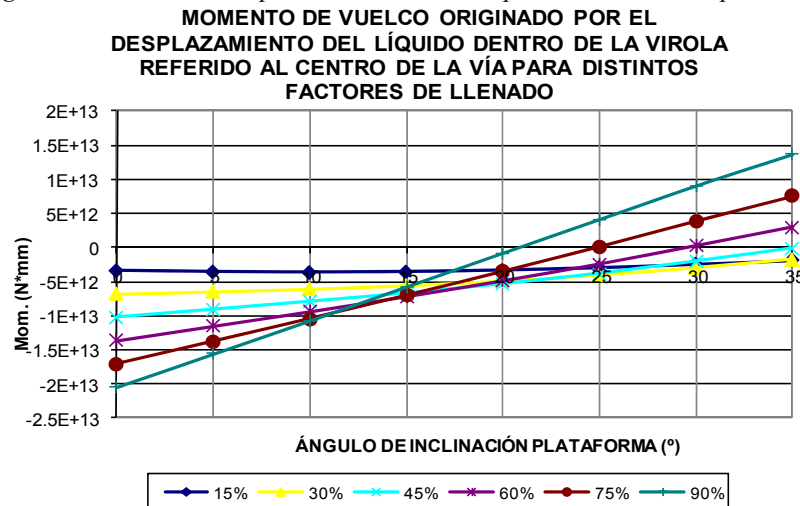


figura 59 Momento suplementario de vuelco para una sección ovalada

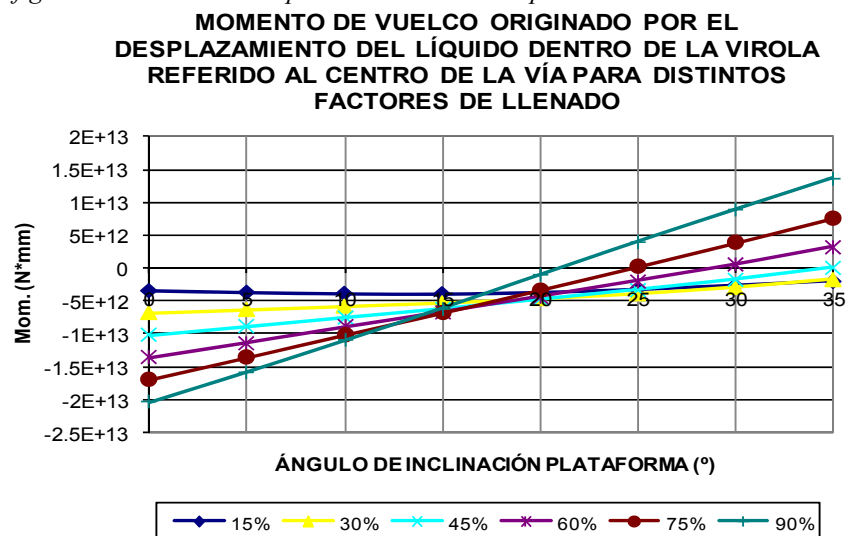


figura 60 Momento suplementario de vuelco para una sección rectangular

En las curvas anteriores se ha representado el momento de vuelco que se produce en cada una de las distintas secciones, el valor es análogo entre ellas, por cuanto tienen la misma área transversal, presentando leves variaciones de una a otra.

Se puede observar además, y para las hipótesis consideradas, que para todas las secciones y para factores de llenado bajos, y ángulos de inclinación inferiores a los 18° , el hecho de que el centro de gravedad del vehículo baje con respecto a considerar la sección llena es ventajoso desde un punto de vista de vuelco estático.

En las siguientes gráficas (figura 61), se han representado para cada factor de llenado el momento de cada una de las secciones consideradas. Se ha tomado como sección de referencia la sección circular, refiriendo el momento de las demás secciones al porcentaje que representa con respecto a ella (ratio de momento vuelco con respecto a la sección circular).

Se puede observar que:

- Para el factor del llenado del 15% la sección más desfavorable es la rectangular, seguida de la panorámica y por último la elíptica.
- Para un factor de llenado del 30% las tres secciones se aproximan en la magnitud del momento producido por ellas.
- Para factores de llenado del 45% las secciones más desfavorables son las panorámicas y las elípticas. Al ir aumentando el factor de llenado se sigue manteniendo esta tendencia hasta llegar al 75% de factor de llenado.
- Para valores de factor de llenado cercanos al 100% la sección que mayor momento suplementario presenta es la rectangular seguida de la panorámica.

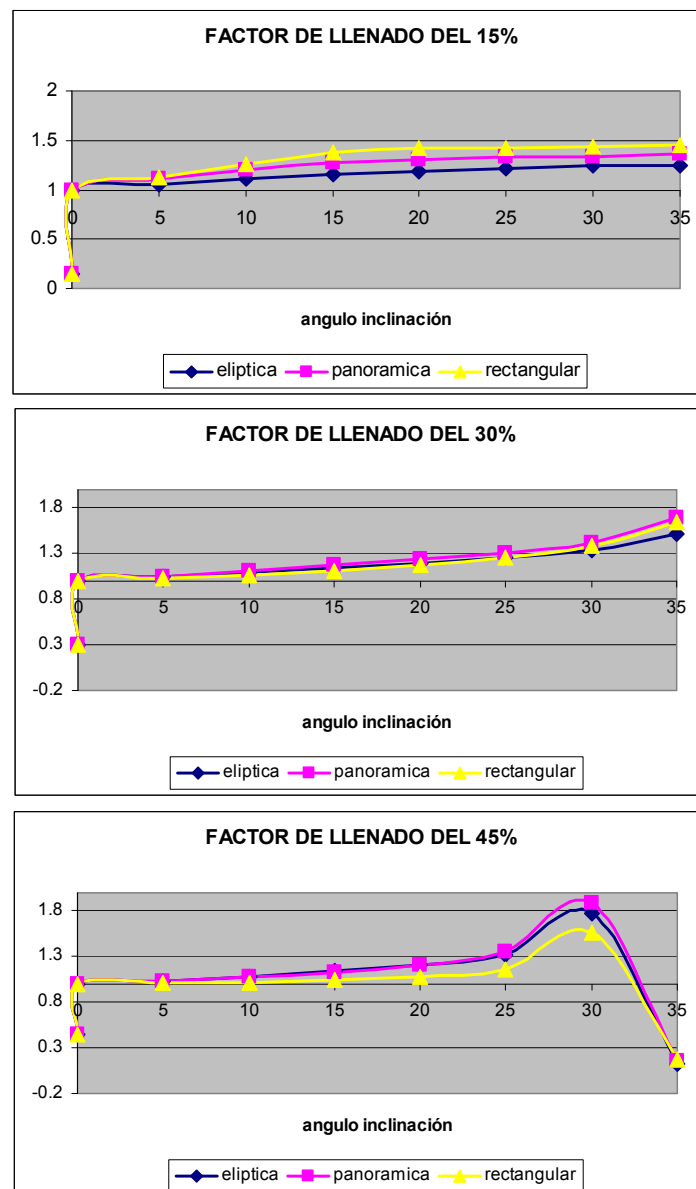
Las curvas presentan un máximo y mínimo (forma de cresta y valle) que representan los valores de ángulo y factor de llenado en los que mayor variación se produce entre el momento suplementario de cada una de las secciones.

Además, se puede observar que en alguna combinación de factor de llenado e inclinación de la plataforma, la sección circular es más desfavorable que las demás, al ser el ratio del momento suplementario inferior a la unidad.

Con un factor de llenado del 60% y un ángulo de inclinación comprendido entre 27° y 35° la sección que menor momento suplementario presenta, es la panorámica seguida de la elíptica y de la rectangular. Para un factor de llenado del

75% la sección más favorable sigue siendo la panorámica, aunque en este caso, todas las secciones presentan un valor bastante parecido.

Al igual que se ha comentado en casos anteriores, para los valores de vía y altura considerados, la hipótesis de carga más desfavorable, para los valores de inclinación indicados en el reglamento, alrededor de los 23°, corresponde siempre a la sección completamente llena, a pesar del mayor desplazamiento transversal que se da con factores de llenado menores.



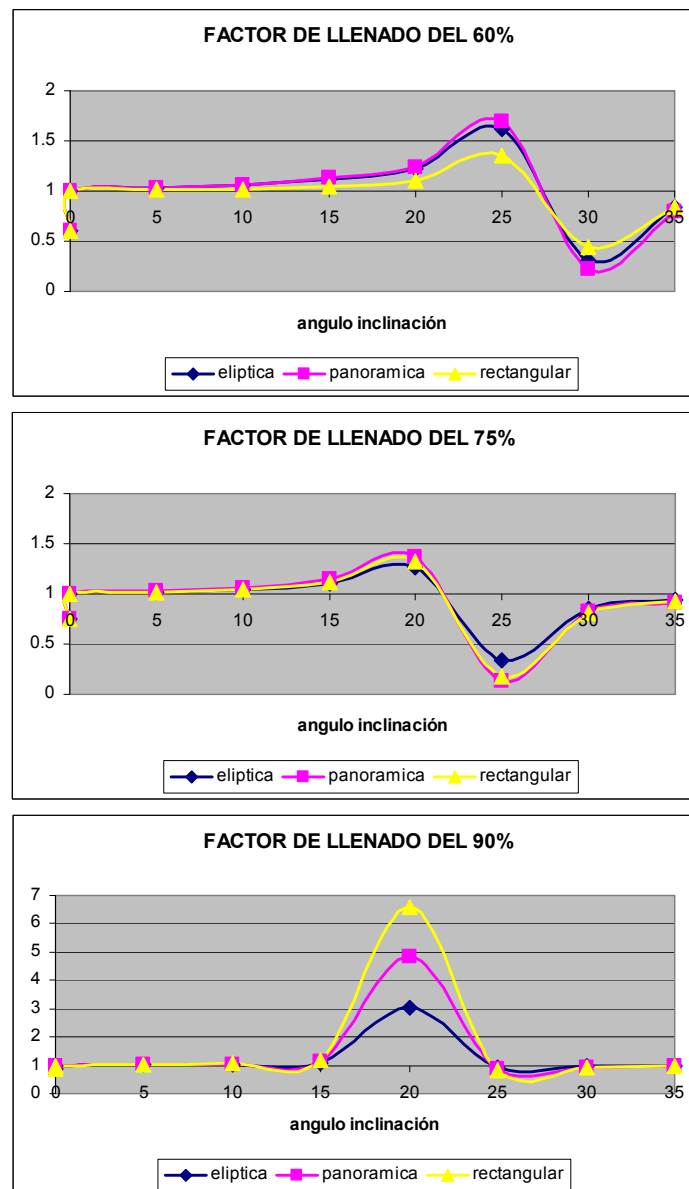


figura 61 Comparación entre momentos suplementario de vuelco entre geometrias de virola

5.2.5.1 CONCLUSIONES DEL ANÁLISIS CUASI-ESTÁTICO

Una vez evaluado el comportamiento de la carga líquida en el interior de un tanque sometido a una aceleración lateral cuasi-estática, o a una inclinación del continente, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- ✓ Es posible evaluar la influencia de la carga líquida mediante la determinación del desplazamiento lateral y vertical del centro de gravedad. Para ello se han generado diversas rutinas de cálculo que los

evalúan para cualquier tipo de sección de virola.

- ✓ Tomando como sección de referencia la sección circular y refiriendo el momento de las demás secciones al porcentaje que representa con respecto a ella, la hipótesis de carga más desfavorable, para los valores de inclinación indicados en el *Reglamento 111*, alrededor de los 23°, corresponde siempre a la sección completamente llena, a pesar del mayor desplazamiento transversal que se da con factores de llenado menores, siendo peor el comportamiento de las cisternas cuya forma más se aleje de la circular.
- ✓ Se propone como un posible método para evaluar la influencia de la carga líquida una expresión del momento suplementario de vuelco dado por la expresión [Ec. 5.2].

5.3 ANÁLISIS EXPERIMENTAL DEL OLEAJE DE LA CARGA LÍQUIDA EN CONDICIONES DINÁMICAS

El fenómeno del oleaje en tanques es el resultado del movimiento del fluido con superficie libre dentro del mismo, que genera unas cargas sobre la estructura del tanque. Este es un aspecto ampliamente analizado en diversas disciplinas, como la ingeniería aeroespacial, civil, nuclear y naval, por esta razón es posible encontrar abundante literatura, una extensa revisión se puede encontrar en los recientes libros de Ibrahim (2005)[103] y Faltinsen et al[71].

El análisis del oleaje de fluidos, se ha fundamentado principalmente en la teoría de flujos de potencial, lineal o no lineal, pero únicamente existe solución de la función potencial para geometrías sencillas, tales como cuadrados, cilindros o esferas. Además, con esta técnica no es posible evaluar la atenuación del movimiento producida por la presencia de rompeolas.

Para poder cuantificar los efectos producidos por el oleaje es necesario recurrir a la experimentación mediante ensayos o a la modelización mediante técnicas de simulación adecuadas.

A continuación se describen las tareas realizadas en este sentido, empezando por la determinación de las leyes de semejanza, que es necesario emplear para poder reproducir la dinámica del oleaje en tanques a escala, la descripción del utillaje de ensayo y los resultados obtenidos.

En condiciones dinámicas, la respuesta del líquido está determinada por la

frecuencia natural de oscilación, el amortiguamiento y los valores de fuerza y momento generados por el mismo al desplazarse e impactar con las paredes del tanque.

5.3.1 ANÁLISIS DIMENSIONAL Y SEMEJANZA

Cuando existe imposibilidad física de realizar ensayos a escala real o por facilidad para aplicar acciones externas, es frecuente recurrir a la experimentación con modelos a escala, de manera que la información obtenida pueda servir para analizar las acciones en el prototipo real.

En la figura 62, se muestran las secciones transversales de las maquetas utilizadas en los ensayos realizados en el marco de esta tesis.

Se ha seguido una doble consideración, por un lado se han estudiado las leyes de semejanza entre maqueta a escala y modelo real y, por otro, lado, se ha realizado un análisis dimensional siguiendo el teorema Pi de Buckingham, de manera similar a la propuesta por Wendel et al2002 [231].

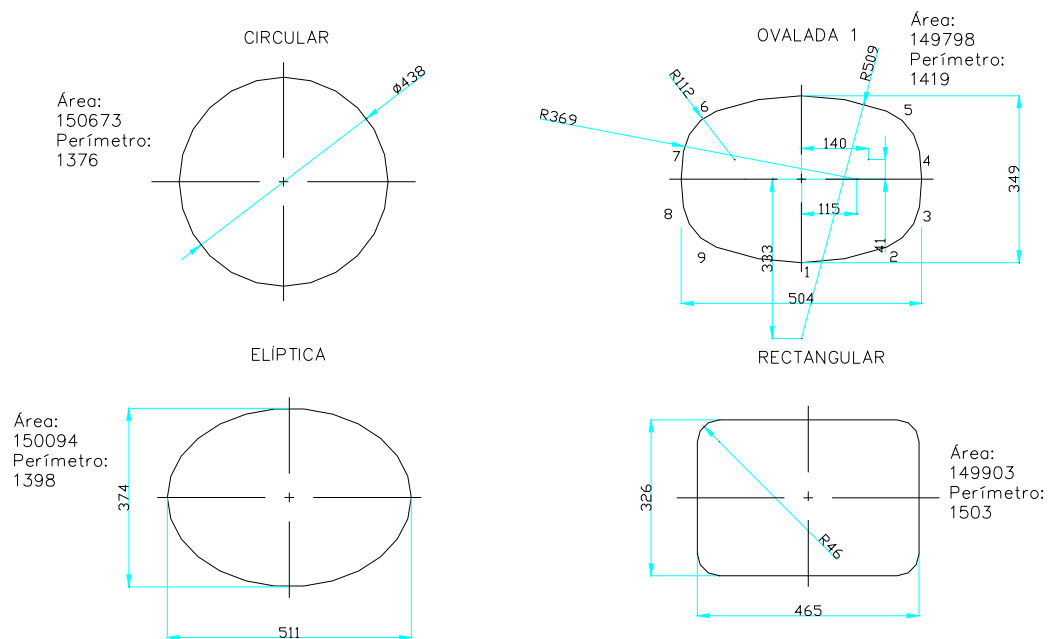


figura 62 Sección transversal de las maquetas de ensayo escaladas (mm)

Como las fuerzas inerciales generadas por el líquido tienen gran interés, por cuanto aparecen en los números adimensionales de Froude, Reynolds, Weber y Mach, es preciso establecer una relación que ligue dichas fuerzas, entre el prototipo y el modelo.

Como no es posible definir una semejanza completa entre el prototipo y el modelo, se utilizan tipos particulares de semejanza:

- Semejanza geométrica, se cumple si todas las dimensiones espaciales en las tres coordenadas tienen la misma escala lineal, que en éste caso las maquetas tienen una escala 1:5.
- Semejanza cinemática, exige que dos partículas homólogas alcancen puntos homólogos en instantes homólogos, lo que requiere la igualdad del número de Reynolds.
- Semejanza dinámica, requiere la igualdad del número de Froude, Weber y Mach.

	Froude	Reynolds	Weber	Mach
Longitud	λ	λ	λ	λ
Tiempo	$\sqrt{\lambda}$	λ^2	$\sqrt{\lambda^3}$	λ
Velocidad	$\sqrt{\lambda}$	$1/\lambda$	$1/\sqrt{\lambda}$	1
Aceleración	1	$1/\lambda^3$	$1/\lambda^2$	$1/\lambda$
Presión	λ	$1/\lambda^2$	$1/\lambda$	1
Energía	λ^4	λ	λ^2	λ^3
Fuerza	λ^3	1	λ	λ^2

Tabla 1. Resumen de escalas

No obstante, según la ley de Reech-Froude, si el movimiento de un fluido está predominantemente influenciado por la gravedad, la semejanza dinámica está definida únicamente por el número de Froude. Particularizando para fluidos incompresibles con superficie libre y despreciando los efectos de la tensión superficial, para mantener la semejanza geométrica, cinemática y dinámica es necesario que los números de Froude sean iguales.

Para la definición de las maquetas se ha partido del estudio de geometrías de virola más habituales, representando cada una de las distintas secciones respetando que su área tuviera un valor de 3,7 m² (valor más habitual) con objeto de poder comparar las alturas del centro de gravedad y su desplazamiento, tanto transversal como en altura, en función del ángulo de inclinación de la plataforma, al desplazarse la superficie libre del líquido.

En nuestro caso, se ha considerado maquetas a escala 1:5 y como sustancia de prueba, agua. Tanto la maqueta, como el prototipo, están sometidos a la aceleración

de la gravedad. En la Tabla 1 se muestran las relaciones entre las variables del modelo a escala y el prototipo real, que ha de cumplirse para asegurar la semejanza.

Por otra parte, según el teorema Pi de Buckingham, la fuerza ejercida por el fluido, al someterle a un movimiento impuesto al tanque o recipiente que lo contiene, será una función, de las características geométricas del tanque, de la densidad del fluido, de la gravedad y de la amplitud, frecuencia y velocidad de la excitación.

$$F = f(L_{cisterna}, \rho, g, L_{excitación}, V_{excitación}, \omega_{excitación}) \quad [\text{Ec. 5.3}]$$

Aplicando el teorema Pi de Buckingham, se puede obtener la siguiente expresión adimensional.

$$\frac{F}{L_{cisterna} * \rho * V_{excitación}^2} = f\left(\frac{L_{cisterna} * g}{V_{excitación}^2}, \frac{L_{cisterna}}{L_{excitación}}, \frac{L_{excitación} * \omega_{excitación}}{V_{excitación}}\right) [\text{Ec. 5.4}]$$

La expresión anterior indica que si el valor de la expresión de la derecha se mantiene igual entre modelo y maqueta, la respuesta en fuerza de la maqueta se puede escalar con arreglo a los términos de la izquierda en la ecuación [Ec. 5.4].

Si se define el factor de escala geométrico, λ como la relación entre modelo real y maqueta a escala $L_{cisterna_{prototipo}} = \lambda * L_{cisterna_{maqueta}}$, el fluido es agua como en los ensayos con el vehículo completo y la aceleración debida a la gravedad es la misma, por lo que los factores cinemáticos y dinámicos de interés son similares:

La relación entre las velocidades en los prototipos a tamaño real y las maquetas a escala se obtiene de [Ec. 5.4]:

$$V_{prototipo} = \lambda^{1/2} V_{maqueta} \left(\text{del término } \frac{L_{cisterna} * g}{V_{excitación}^2} \right) \quad [\text{Ec. 5.5}]$$

La de fuerzas es:

$$F_{prototipo} = \lambda^3 F_{maqueta} \left(\text{del término } \frac{F}{L_{cisterna} * \rho * V_{excitación}^2} \right) \quad [\text{Ec. 5.6}]$$

La de tiempos es:

$$T_{prototipo} = \lambda^{1/2} T_{maqueta} \left(\text{del término } \frac{L_{excitación} * \omega_{excitación}}{V_{excitación}} \right) \quad [\text{Ec. 5.7}]$$

La masa es:

$$masa_{prototipo} = \lambda^3 masa_{maqueta} \quad \left(\text{al ser proporcional a } L_{cisterna}^3 \right) \quad [\text{Ec. 5.8}]$$

La de aceleración es:

$$A_{prototipo} = A_{maqueta} \quad \left(\text{debido a que } \lambda_{aceleración} = \frac{\lambda_{fuerza}}{\lambda_{masa}} \right) \quad [\text{Ec. 5.9}]$$

Y por último la relación entre momentos es:

$$M_{prototipo} = \lambda^4 M_{maqueta} \quad \left(\text{debido a que } \lambda_{momento} = \lambda_{fuerza} * \lambda \right) \quad [\text{Ec. 5.10}]$$

En definitiva, los desplazamientos del tanque se escalan de acuerdo con el factor de escala geométrico, el tiempo en el que transcurre el evento debe ser multiplicado por la raíz cuadrada del factor geométrico, la velocidad resultante se satisface y las aceleraciones experimentadas en modelo y prototipo son las mismas. Por último el valor de la relación de fuerzas se puede obtener multiplicando la fuerza en la maqueta por el cubo del factor geométrico, obteniéndose los siguientes valores:

	Circular	Elíptica	Ovalada	Rectangular
Modelo a escala (mm)	219	511	484	465
Prototipo real (mm)	1094	2557	2520	2324
$\lambda_{distancia}$	4,995	5,004	5.207	4,998
$\lambda_{velocidad}$	2,235	2,237	2.282	2,236
λ_{fuerza}	124,658	125,294	141,145	124,839
λ_{tiempo}	2,235	2,237	2.282	2,236
λ_{masa}	124,658	125,294	141,145	124,839
$\lambda_{aceleración}$	1,000	1,000	1.000	1,000
$\lambda_{momento}$	622,720	626,959	734.887	623,925

Tabla 2. Relaciones dinámicas y cinemáticas entre prototipos y maquetas

5.3.2 UTILLAJE Y EQUIPO DE ENSAYO

5.3.2.1 MAQUETAS

Para determinar la acción del oleaje se propone la realización de ensayos con maquetas a escala, respetando las leyes de semejanza indicadas anteriormente, con diferentes replicas a escala, de la virola de los vehículos cisterna, con las geometrías más comunes, que se muestran en la figura 62.

Estas han sido realizadas en metacrilato con objeto de permitir la grabación del

ensayo con cámara de video, de forma que el movimiento del fluido se pueda apreciar claramente.

Es espesor de pared utilizado es de 10 mm, suficientemente rígido ante las fuerzas ejercidas por el fluido, sin sufrir una deformación apreciable. En nuestro caso, se ha considerado maquetas a escala 1:5 y como sustancia de prueba agua, que para facilitar su visualización ha sido teñida con un colorante de alto contraste, estando además tanto la maqueta como el prototipo sometidos a la aceleración de la gravedad.



figura 63 Maquetas y mesa de oscilación

5.3.2.2 MESA DE OSCILACIÓN

El dispositivo de ensayo ha consistido en una mesa, cuya misión es la de servir de soporte al excitador y las guías, sobre la que se desplaza la cisterna en su movimiento alternativo. Está formada por una estructura realizada con perfiles tubulares de aluminio, de montaje sencillo y que posibilita la modificación de la geometría, gracias a los sistemas de fijación rápida con que cuenta.

En la mesa se apoyan las dos guías, sobre las que deslizan cuatro patines de rodamientos, que disminuye las vibraciones y fricciones originadas por el movimiento.



figura 64 Patines deslizantes



figura 65 Cilindro de accionamiento y sensor de desplazamiento.

Sobre los patines se ha dispuesto de una plancha de aluminio de dimensiones (1*1 m) y 2 cm de espesor, cuya misión es, por un lado homogeneizar el

movimiento de las dos filas de patines sobre las guías y, por otro, servir de soporte y anclaje de la célula de carga y la cisterna.

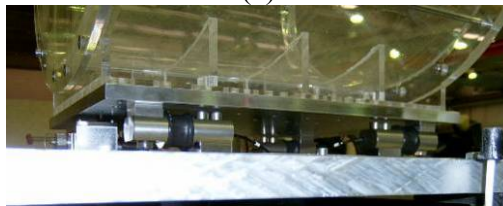
Para producir el movimiento alternativo se ha utilizado un cilindro hidráulico servo-controlado.

5.3.2.3 INSTRUMENTACIÓN EMPLEADA

Sobre la plancha anterior se ha dispuesto una célula de carga triaxial, que mide de forma simultánea la fuerza vertical (F_z), la fuerza transversal (F_y) y el momento (M_x) originado por el desplazamiento alternativo de la cisterna y el agua.



(a)



(b)

figura 66 Plataforma y célula de carga

Para la medida del desplazamiento transversal que sirve como excitación se ha colocado un sensor de desplazamiento lineal láser. La salida de esfuerzos está referenciada a un punto situado en el centro de la tabla a 7.5 mm por debajo en la dirección del eje Z.

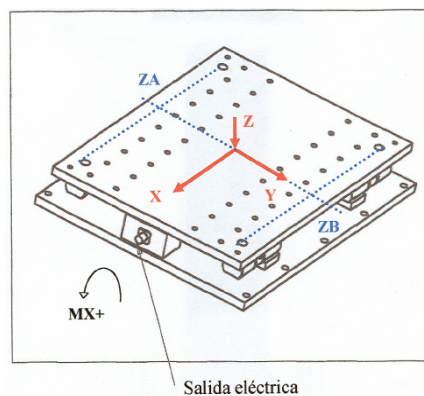


figura 67 Esquema de la célula de carga

Célula de carga			
Fabricante: SixAxes	Mx	Fy	Fz
Rango de medición	250 daN	500 daN	500 daN
Sensibilidad	$1.176 \frac{mV}{V}$	$1.856 \frac{mV}{V}$	$1.874 \frac{mV}{V}$
Sensor de desplazamiento			
Fabricante: MEL			
Rango de medición	$340 \pm 100 \text{ mm}$		
Sensibilidad	10 mm/V		

Tabla 3. Características de la célula de carga, del sensor de desplazamiento

Para la captación y análisis de las magnitudes físicas con influencia en el ensayo, se ha utilizado un equipo de adquisición de datos formado por una tarjeta de adquisición de datos y un ordenador, de forma que es posible registrar y grabar los valores de fuerza y desplazamiento en un fichero para su posterior tratamiento y análisis.

5.3.2.4 MATRIZ DE ENSAYOS

Con el montaje descrito anteriormente, se ha realizado el análisis de las fuerzas y momentos originados por el oleaje para cada una de las secciones descritas, haciendo variar tanto la frecuencia como la amplitud.

A continuación se muestra la matriz de ensayo definida. Como se puede apreciar, en todos los casos se ha empezado con valores de frecuencia de excitación suficientemente baja y alejada de la de resonancia, 0,2 Hz o 0,4 Hz hasta un máximo de 2,6 Hz, más del doble de la del primer modo, realizando lógicamente ensayos a la frecuencia de resonancia, determinada previamente, mediante ensayos con una excitación en escalón de 10 mm.

La amplitud de la señal de desplazamiento, utilizada para excitar lateralmente el sistema, ha sido de 5, 10 y 15 mm. Para cada punto, se ha realizado al menos un ensayo y en las frecuencias de resonancia, o en aquellos ensayos en los que se observaba algún comportamiento irregular, se han repetido.

Como el número de ensayos a realizar es muy elevado, en el caso de las amplitudes de 5 y 15 mm, únicamente se han incluido los resultados obtenidos para los factores de llenado del 0%, 25%, 50%, 75% y 100%.

Las fuerzas y momentos medidos son valores brutos, incluye componentes de origen hidrodinámico y componentes inerciales y de gravedad del tanque. Para separar estas dos componentes se han realizado ensayos adicionales con la cisterna

vacía, a las mismas frecuencias y amplitudes, constituyendo los valores de tara, y con la cisterna completamente llena.

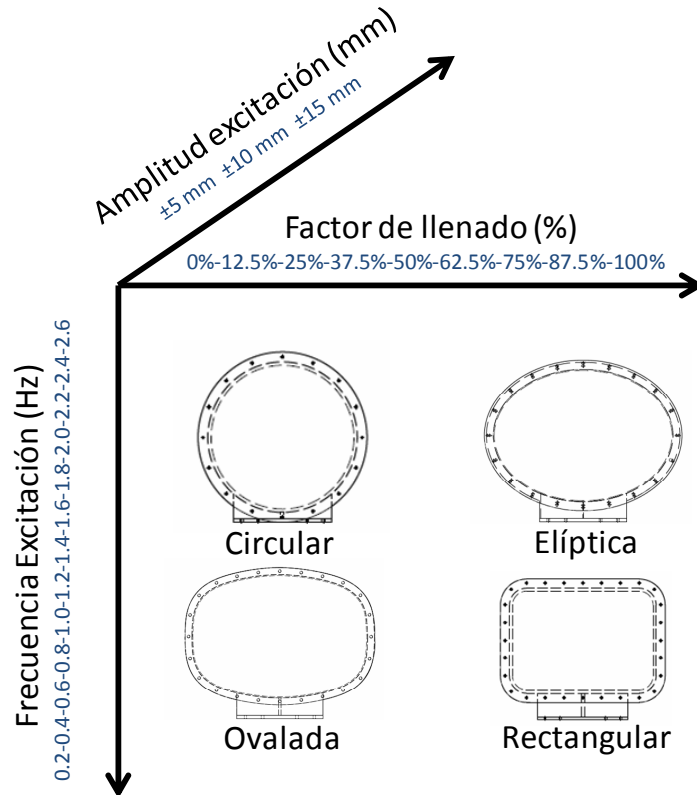


figura 68 Esquema de la matriz de ensayos

5.3.2.5 ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS

5.3.2.5.1 Sistema de adquisición

El acondicionamiento de los diferentes sensores y adquisición de las diferentes señales, se realizó empleando un equipo MGCplus de HBM, empleando el programa de control del equipo para la adquisición (Catman®AP).

Se registraron la fuerza y desplazamiento del cilindro hidráulico de accionamiento, el desplazamiento horizontal de la mesa soporte y las fuerzas y momentos de la célula de carga triaxial mostrada previamente, a una frecuencia de muestreo de 400 Hz.

En la siguiente figura se muestra una imagen del programa de adquisición generado para la realización de los ensayos.

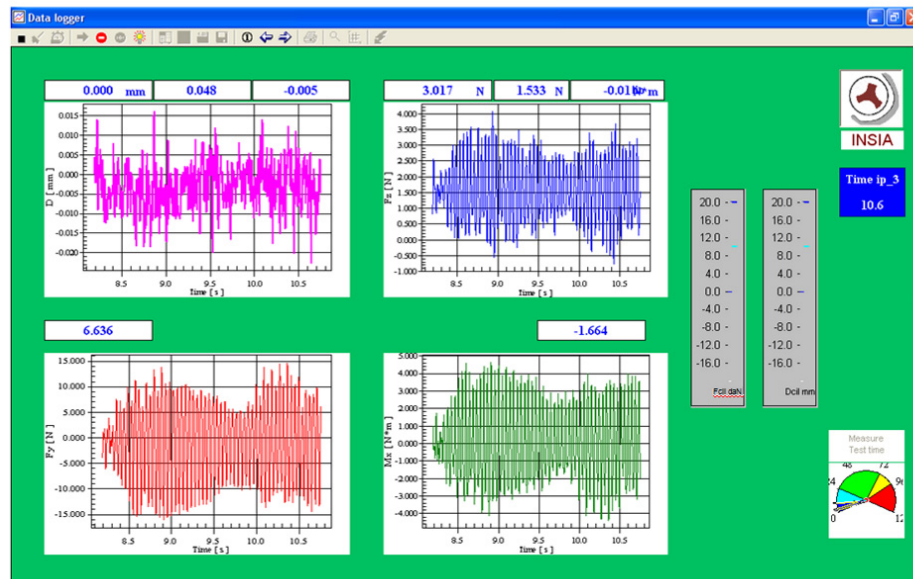


figura 69 Programa de adquisición empleado en los ensayos con tanques a escala

5.3.2.5.2 Filtros empleados y rutinas de tratamiento de datos

En la figura 70 se muestra el diagrama de flujo de las rutinas de procesamiento de datos de ensayo. Para eliminar el ruido en la señal, se empleó un filtro Butterworth, de paso bajo de tercer orden, con frecuencia de corte de 25 Hz.

5.3.2.5.3 Tratamiento digital de la imagen

Para facilitar la posterior correlación, entre resultados experimentales y simulados, ya sea mediante analogías mecánicas o mediante dinámica de fluido computacional, se filmó los ensayos empleando una cámara doméstica de video digital, colocada frontalmente a la cisterna.

Por otra parte, como en la simulación de fluidos con superficie libre, es muy frecuente encontrar en la literatura, que la variable empleada para la comparación entre resultados teóricos y experimentales, es la altura y forma de la superficie libre, las imágenes tomadas, posibilitarían tal fin.

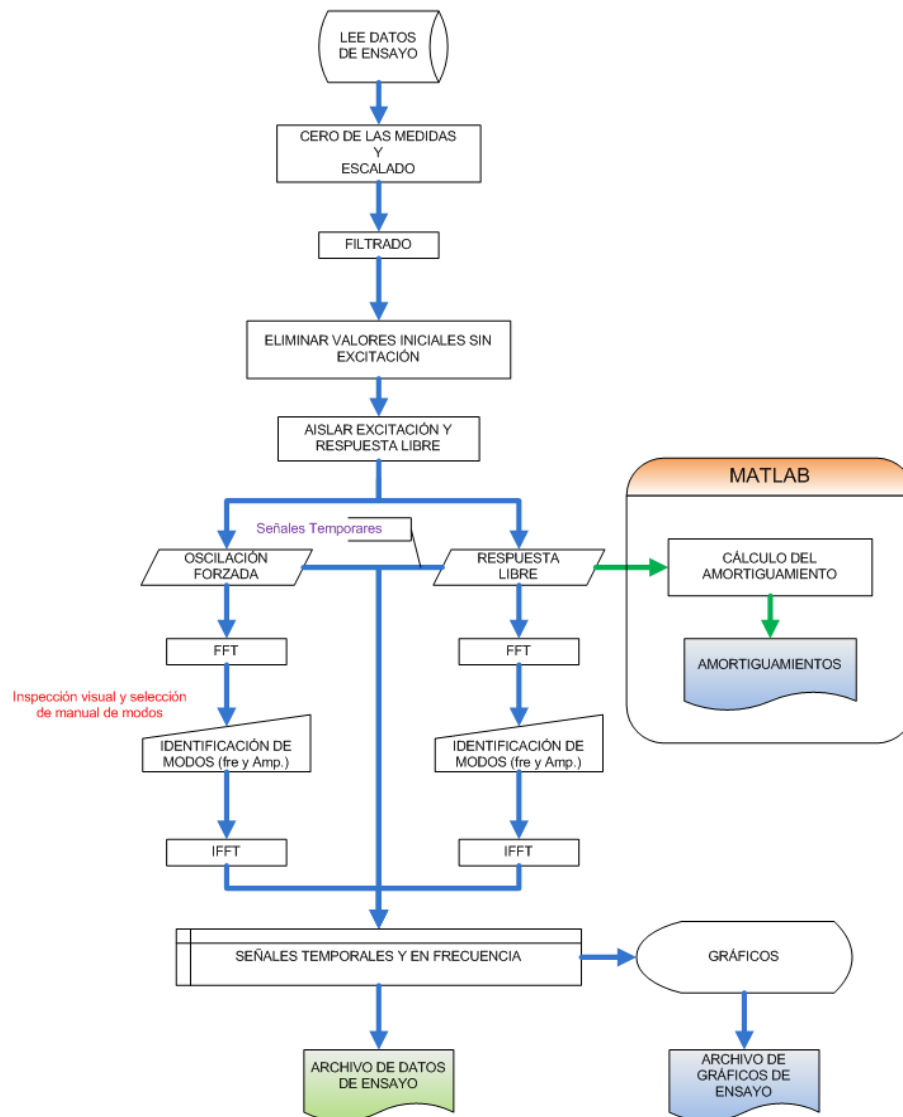


figura 70 Esquema de las rutinas de procesamiento de los datos de ensayo

En esta Tesis, se ha planteado utilizar técnicas de reconocimiento de contornos, basada en el tratamiento digital de las imágenes, de manera similar a la propuesta por Badri et al (1993) [11], Bottiglione et al (2007) [22], Brady et al (2004) [24], Chakrit et al (2010) [32], y Khezzar et al (2009 et al[117], que evaluaban la altura de la superficie libre del agua, en el interior de un tanque, montado sobre un remolque de un vehículo en el primer caso y excitado lateralmente en los otros, pero con el objetivo, no sólo de conocer la altura y forma de la superficie libre, sino también, la posición y trayectoria seguida por el centro de gravedad de la masa de agua.

Para ello se han implementado en “Matlab” una serie de rutinas para el

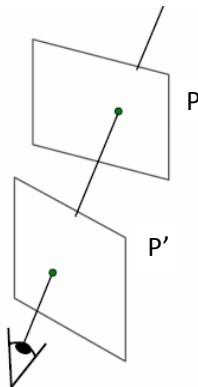
procesamiento de las imágenes, incluidas en el Anexo III, que básicamente selecciona todos aquellos píxeles, que tienen un color dentro del rango de búsqueda (color deseado y tolerancia en su detección), identificando el contorno del área, por ellos definida, mediante la búsqueda de discontinuidades en la imagen y generando un sección cerrada, sobre la que se calcula el área y el centro de gravedad.

Para facilitar la inspección visual de la forma de la ola y su identificación en el procesado de la imagen, se ha teñido el agua con un marcador verde fosforescente, a base de sales de sodio, de los empleados como señalizador en chalecos salvavidas.

Por otra parte, como el posicionamiento de la cámara frente a la cisterna, se realizaba de manera manual, pueden producirse distorsiones en la geometría de la misma. Además los fotogramas tomados, contienen distorsiones lineales (distorsiones proyectivas causadas por la proyección central del espacio real tridimensional a la imagen bidimensional y distorsiones no lineales, causadas por el uso de lentes en la cámara, Voss et al (2001)[230]. En su corrección se emplean las técnicas de rectificación de imágenes, que básicamente cambian la proyección cónica de la misma a una ortogonal, posibilitando la obtención de una escala uniforme y por tanto la medición sobre la misma.

Para ello se ha implementado una rutina de rectificación de objetos, que partiendo de puntos contenidos en un plano, de los que se conoce la distancia relativa entre ellos y que delimiten un rectángulo, se calcula la matriz de transformación de la homografía que relaciona los puntos en ambos planos.

Para poder resolver el problema, se precisa al menos cuatro puntos, pero además se pueden calcular las ecuaciones de las rectas por ellos definidas.



$$\underbrace{\begin{bmatrix} wx' \\ wy' \\ w \end{bmatrix}}_{P'} = \underbrace{\begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} & T_{13} \\ T_{21} & T_{22} & T_{23} \\ T_{31} & T_{32} & T_{33} \end{bmatrix}}_T * \underbrace{\begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix}}_P \quad [\text{Ec. 5.11}]$$

$$w = g * x + h * y + 1 \quad [\text{Ec. 5.12}]$$

figura 71 Rectificación de objetos

Si los puntos se eligen de manera que unan los vértices de un rectángulo, se pueden emplear como puntos adicionales, la intersección entre líneas, que sean paralelas en el plano de proyección. Para ello se puede utilizar una plantilla de calibración, similar a la utilizada por Brady et al (2004) [24] y proceder al rectificado y escalado de la imagen.

Como las dimensiones de la sección de ensayo son conocidas, junto con la de distintos objetos contenidos en la imagen y además se dispuso una rejilla de calibración, colocada por detrás de la misma, es posible realizar la transformación, entre las unidades de la imagen (píxeles), a unidades métricas. En esta transformación, se comente un pequeño error, por la distorsión de la lente, aunque para realizar una valoración y estimar, de manera aproximada, la trayectoria del mismo, puede resultar aceptable.

En la siguiente figura, se muestra un ejemplo, sobre una fotografía de la sección circular de radio real 219 mm y calculado, señalando con el ratón puntos sobre el contorno de la sección y realizando el ajuste de una circunferencia, obteniéndose un valor del radio de 218,49 mm.



figura 72 Imagen original con los puntos empleados en la transformación

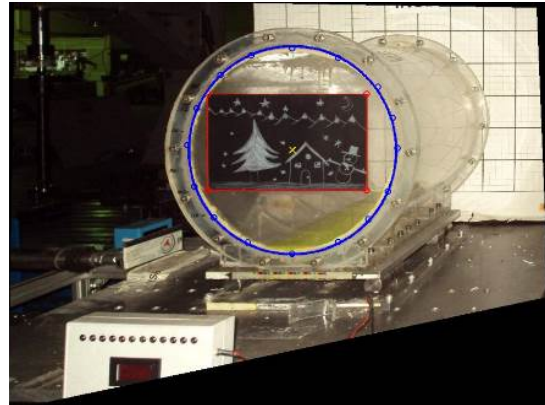


figura 73 Imagen rectificada y medida de la sección circular

El esquema de funcionamiento de la aplicación generada, es el que se muestra en la siguiente figura.

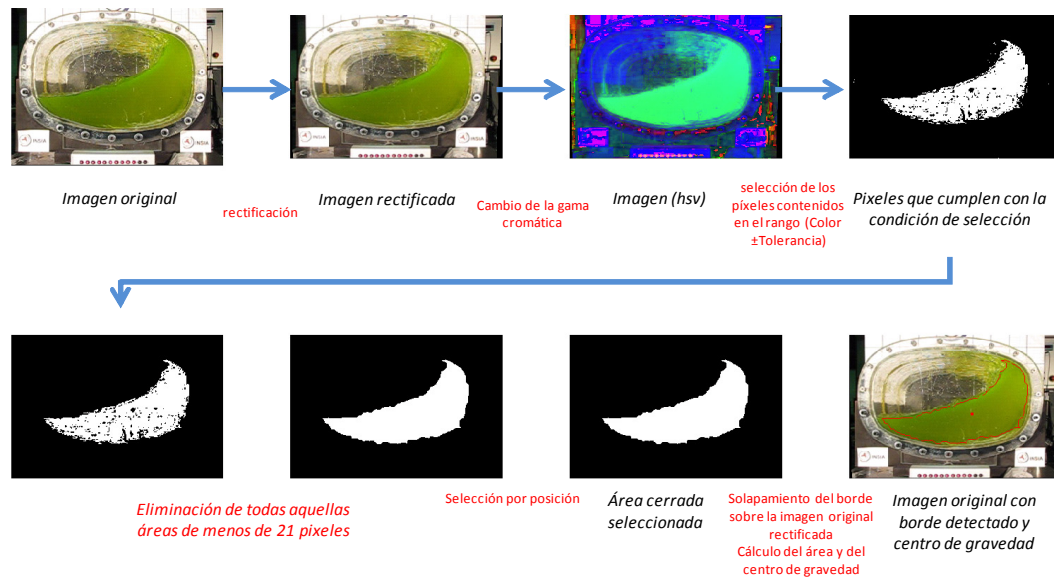


figura 74 Imágenes del proceso de reconocimiento de los bordes de una imagen

Para la validación dinámica de la subrutina creada, se ha empleado un video realizado sobre una de las secciones ensayadas, evaluando el desplazamiento de la mesa soporte, para lo que se han seleccionado como puntos para definir la transformación, los correspondientes a un cuadro de la rejilla colocada en la parte trasera.

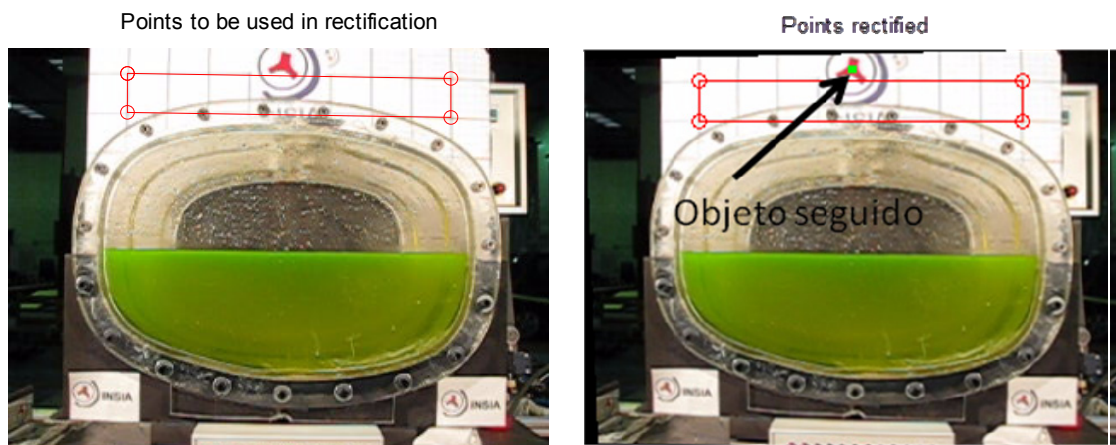


figura 75 Ejemplo de validación de la rutina de tratamiento de imágenes.

En la siguiente gráfica, se puede observar el desplazamiento del centro de gravedad, estimado para la selección de color, indicada en la figura anterior, comparada con el desplazamiento real, medido con el sensor, instalado en el equipo de ensayo. Como se puede apreciar, el seguimiento de la trayectoria es suficientemente fiel al real, con un error promedio de 0,97 mm y un máximo de -1,8 mm, en un único punto.

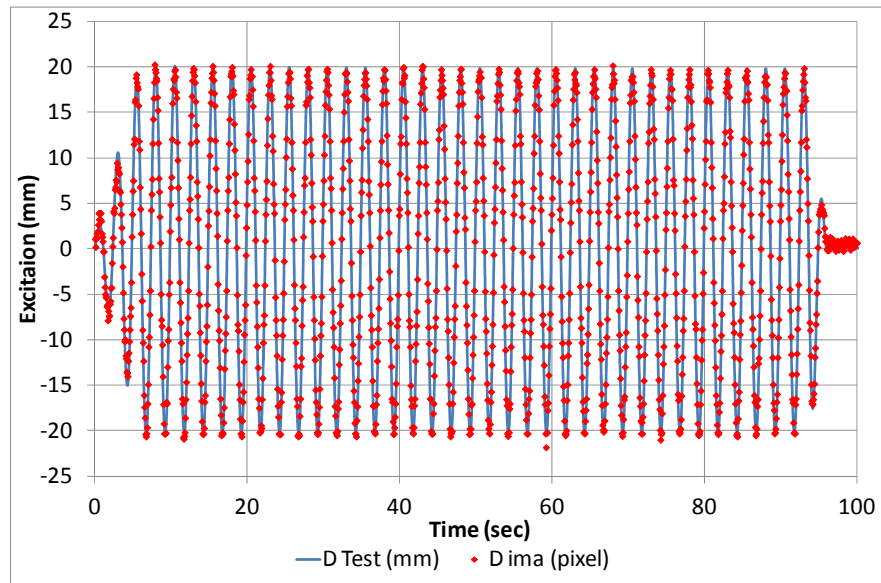


figura 76 Comparación entre desplazamiento real y calculado de la imagen.

Se muestra a continuación (figura 77) el resultado obtenido al evaluar la trayectoria seguida por el centro de gravedad de la masa de agua, en uno de los ensayos realizados, comparado con el valor obtenido mediante cálculo basado en dinámica de fluidos por computadora.

Como se puede apreciar, el grado de similitud entre las trayectorias seguidas es aceptable para los objetivos de ésta tesis, si bien existe mayor dispersión en los extremos de la curva obtenida mediante el tratamiento de imágenes, al ser las zonas en las que se rompe la ola.

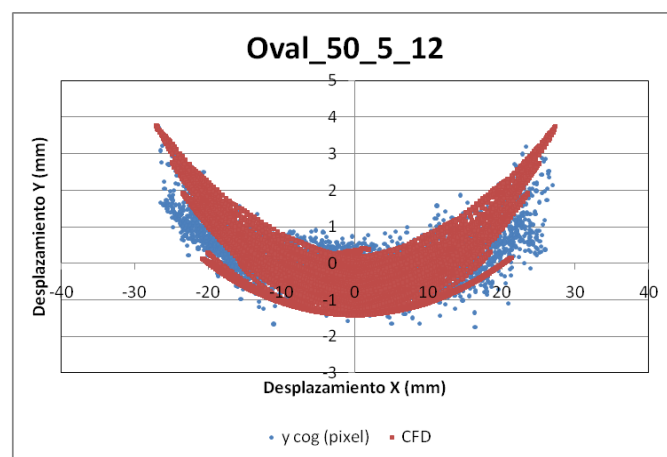


figura 77 Trayectoria del centro de gravedad. Imagen Vs. CFD

En estas zonas, la rutina de identificación, sobre-estima el valor del área mojada, al necesitar establecer un rango de tolerancia en la identificación del color.

Este error, se podría disminuir, aumentando el contraste entre el color del líquido y el entorno, lo que permitiría reducir el valor de la tolerancia en la selección del color.

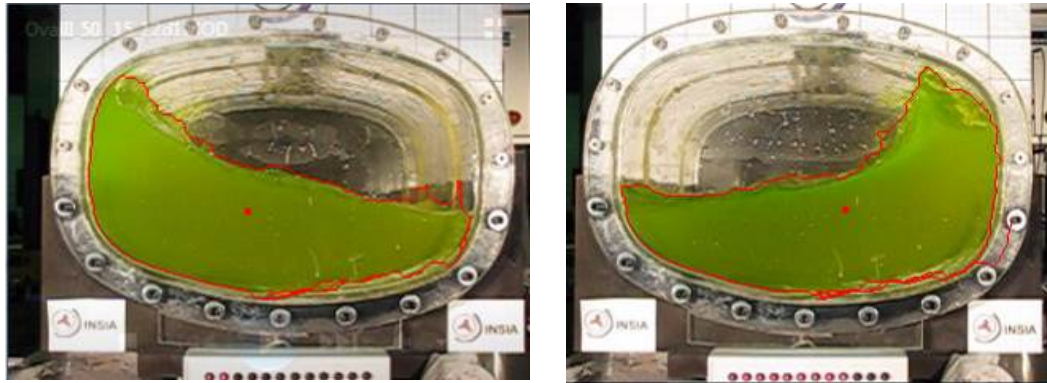


figura 78 Rotura de la ola en los finales de carrera del cilindro de excitación

5.3.3 RESULTADOS DEL ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LAS ACCIONES DINÁMICAS DEL OLEAJE

En este capítulo se describen los aspectos relacionados con la evaluación de las acciones dinámicas producidas por el oleaje en el interior del tanque.

Primeramente se ha evaluado la determinación de la frecuencia natural del primer modo de oleaje, se continúa con la determinación del amortiguamiento y a continuación, se propone un análisis teórico para evaluar la frecuencia natural. Por último se exponen los resultados obtenidos de los ensayos sobre maquetas a escala, en cuanto a las fuerzas y momentos generados por el oleaje.

5.3.3.1 FRECUENCIAS EXPERIMENTALES DE OLEAJE

La determinación experimental de la frecuencia de resonancia del oleaje se ha realizado midiendo el periodo de los primeros ciclos de la respuesta del sistema después de haber cesado la excitación. Para ello, previamente, se excitaba, el tanque transversalmente hasta obtener un régimen estacionario, cesando a continuación bruscamente la excitación y oscilando libremente el agua en el interior.

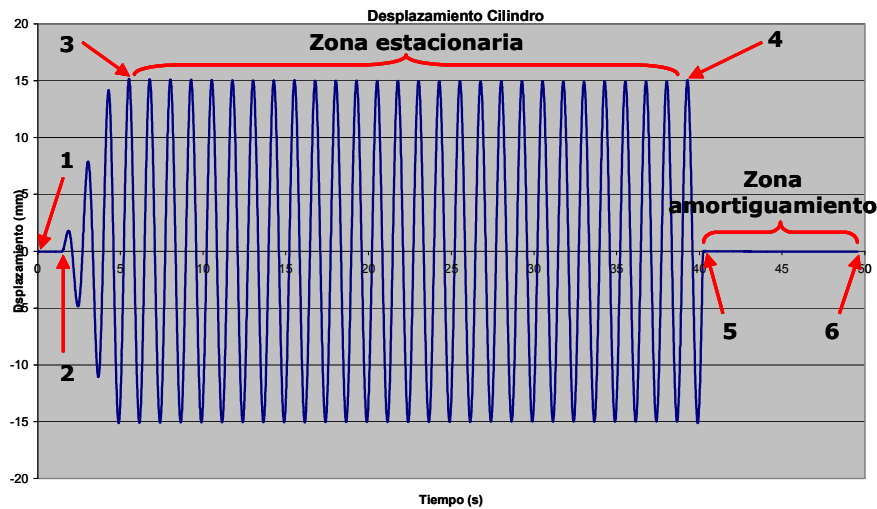


figura 79 Excitación del tanque, con indicación de zonas de cálculo.

Observando la gráfica de la señal de excitación, se distinguen los siguientes puntos:

- 1 - Inicio de la adquisición de datos.
- 2 - Inicio excitación.
- 3 - Comienzo de la zona estacionaria de la excitación.
- 4 - Final de la zona estacionaria de la excitación.
- 5 - Fin de la excitación.
- 6 - Fin de la adquisición de datos.

La zona marcada como de amortiguamiento es la parte de señal que se emplea para la determinación de la frecuencia de resonancia, bien midiendo directamente el periodo de la oscilación o mediante un análisis empleando la transformada rápida de Fourier y del amortiguamiento.

En las siguientes figuras se presenta la evolución temporal de la fuerza transversal y el momento en el eje X, del periodo de oscilación libre del agua en el interior del tanque.

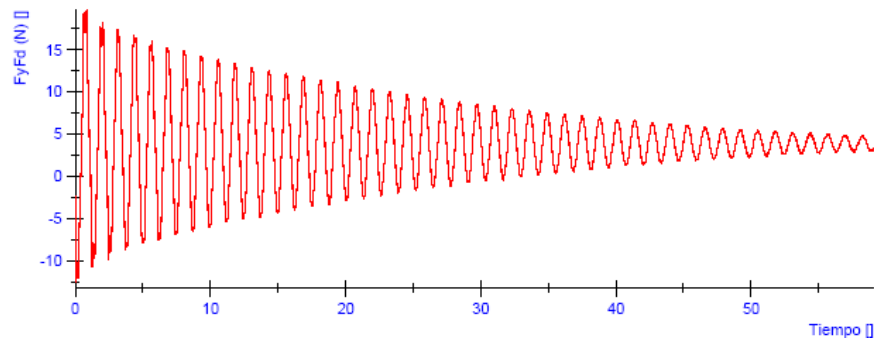


figura 80 Fuerza transversal

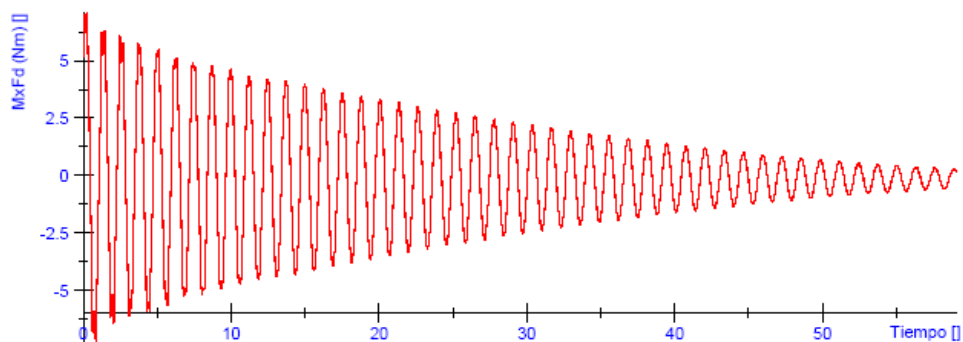


figura 81 Momento en el eje x

A continuación se muestran las gráficas con los resultados obtenidos para cada una de las secciones analizadas.

Los resultados experimentales se muestran en las siguientes gráficas. En general se puede observar que, independientemente de la geometría de la sección, la frecuencia de resonancia aumenta a medida que aumenta el factor de llenado. Los valores de frecuencia están muy próximos, como corresponde al tener unas geometrías con similar capacidad, por lo que también su superficie libre es muy similar.

Como es lógico, la frecuencia del primer modo, obtenida de las curvas de fuerza lateral y momento es similar, mientras que las obtenidas de la fuerza vertical, muestra una frecuencia doble, correspondiente a dos ciclos de subida y bajada de la masa de agua por cada oscilación. En algunas ocasiones, la máxima amplitud de la respuesta en frecuencia de la fuerza lateral se producía en frecuencias armónicas (Anexo de resultados experimentales), no obstante, en la gráfica se ha representado el valor del primer armónico de la señal.

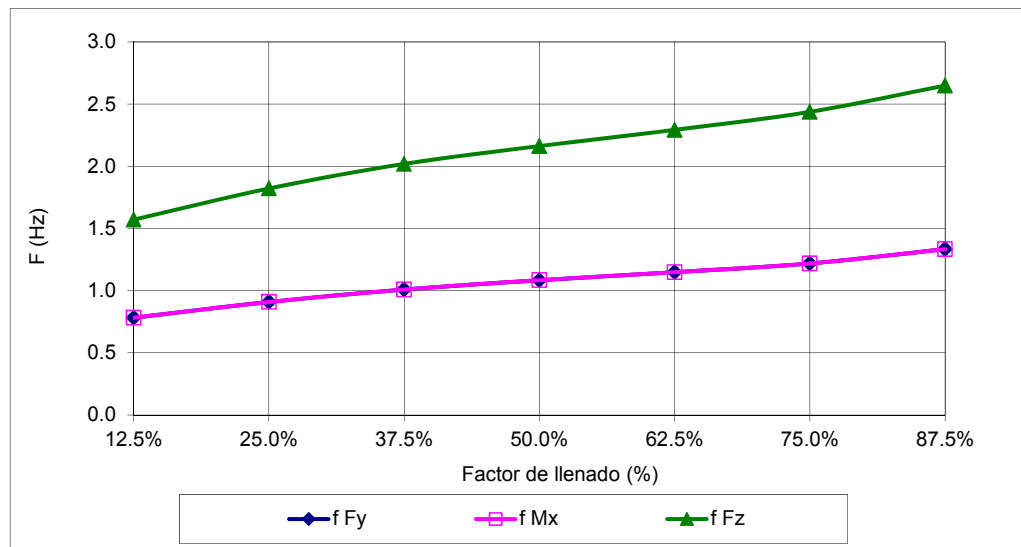


figura 82 Frecuencia del 1^{er} modo de oleaje para la sección Oval

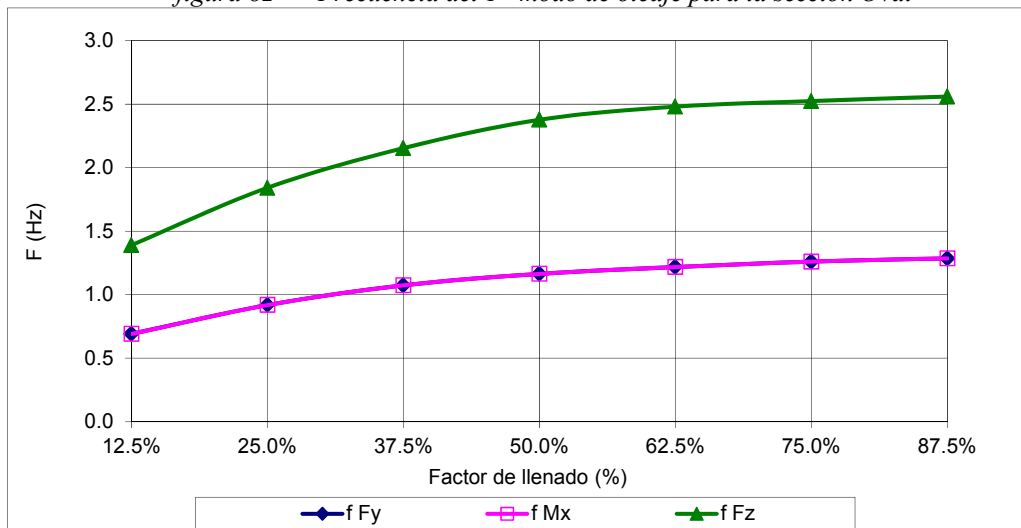


figura 83 Frecuencia del 1^{er} modo de oleaje para la sección Rectangular

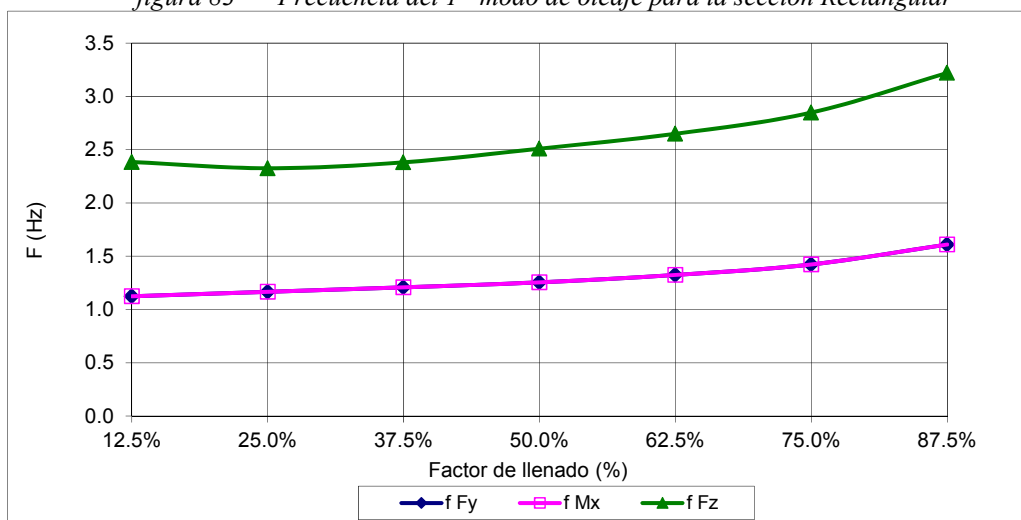


figura 84 Frecuencia del 1^{er} modo de oleaje para la sección circular

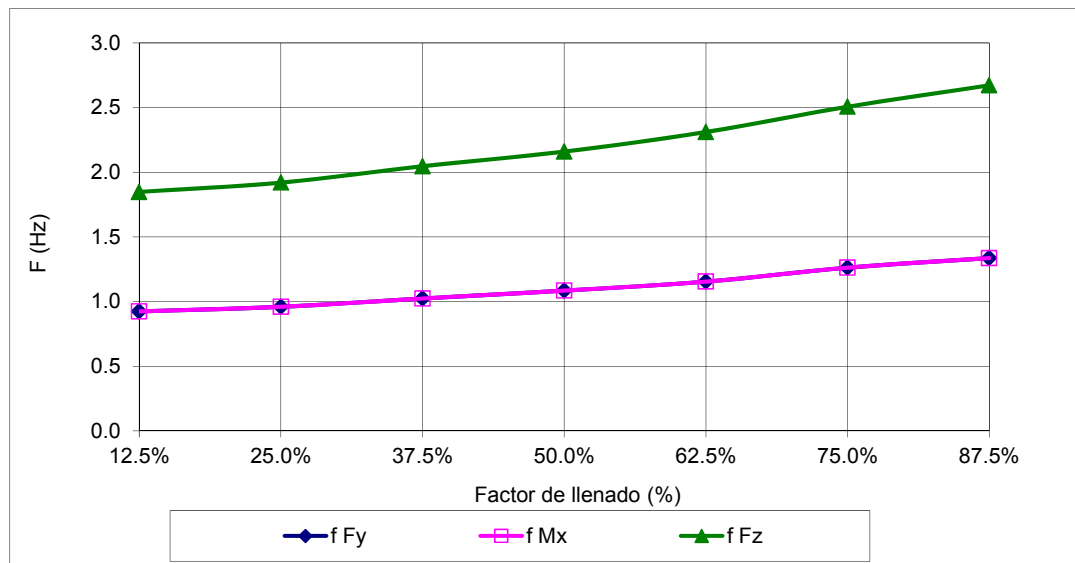


figura 85 Frecuencia del 1^{er} modo de oleaje para la sección elíptica

En cuanto a los valores experimentales, la sección circular es la que mayor frecuencia natural presenta, mientras el resto es muy similar, en especial la elíptica y la ovalada.

El valor promedio de la frecuencia es de 1,14 Hz, con una dispersión de 0,198 Hz (17%), por lo que, la afirmación realizada por Ervin et al (pág. 31) (1985)[67], no es del todo cierta, por cuanto la sección transversal del tanque sí tiene una influencia significativa en la frecuencia de oscilación del oleaje.

Agrupando las frecuencias del primer modo de la fuerza lateral y momento de vuelco en una única gráfica, se puede comprobar que la de mayor frecuencia es la circular, mientras que las otras tres presentan valores similares en el rango de factores de llenado superiores al 25%.

En todos los casos, el valor de la frecuencia del primer modo, se puede aproximar por un polinomio de tercer orden, cuyos coeficientes, están definidos en función del factor de llenado y de la geometría.

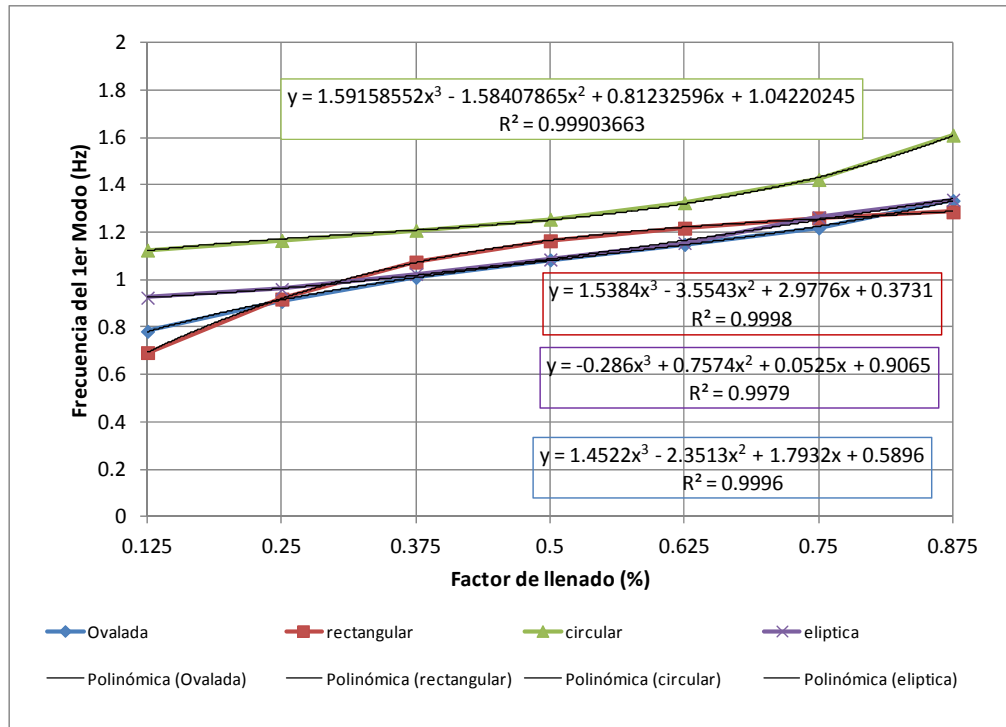


figura 86 Polinomios de ajuste de la frecuencia de oleaje en función del factor de llenado

Para los casos de la sección circular y rectangular, es posible calcular dicha sección directamente, mientras que para el caso de la sección elíptica y ovalada, para calcularla se pueden emplear dos alternativas, la primera requiere conocer la ecuación de los segmentos circulares que la definen, o aproximar su geometría mediante la ecuación de la elipse generalizada para el cálculo del área.

$$\left(\frac{x}{a}\right)^n + \left(\frac{y}{b}\right)^n = 0 \quad [\text{Ec. 5.13}]$$

Dónde a y b son los semi-diámetros de la sección y n es un exponente, de valor 2 para una elipse. En la siguiente gráfica se muestra el resultado, para valores de n superiores a 2.

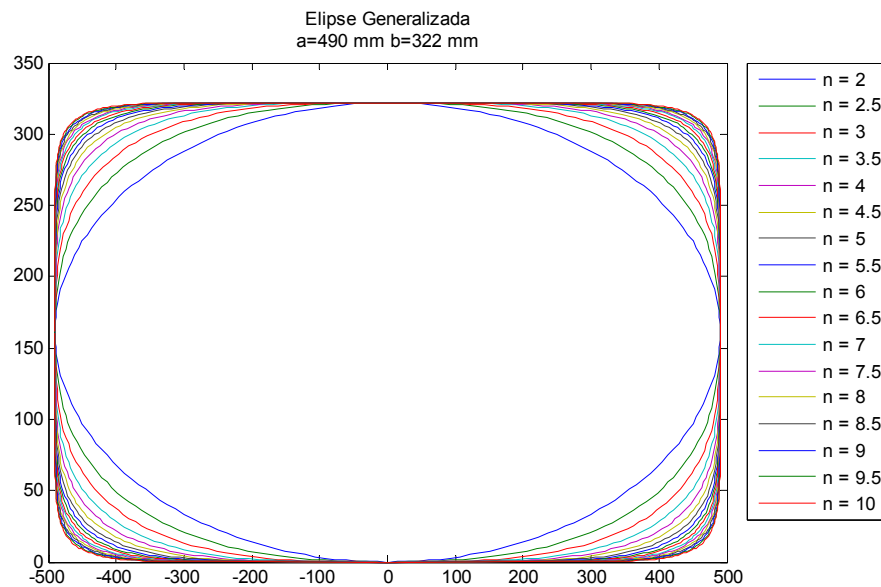


figura 87 Elipse generalizada para $n > 2$

Por otra parte, si se comparan los valores de frecuencia del primero modo, obtenidos experimentalmente, tomando como referencia la sección rectangular (por ser la que tiene solución teórica), se puede observar la variación que existe entre frecuencias, con un valor promedio de 83,16% y una desviación estándar del 7,26%.

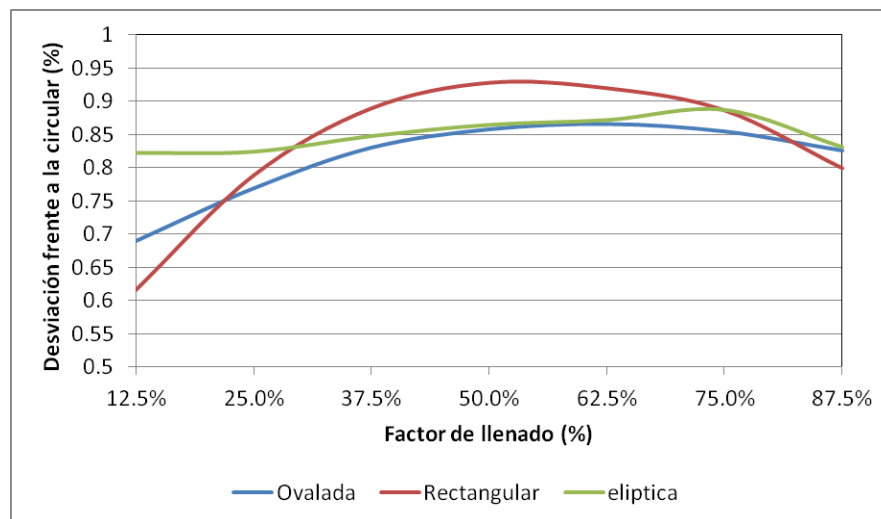


figura 88 Variación de la $f_{fundamental}$ con respecto a la rectangular

En general, los valores de la frecuencia natural del primer modo del oleaje, está comprendida entre 0,7 Hz y 1,6 Hz; si se tienen en cuenta la relación de semejanza establecida, indica que la frecuencia natural de oscilación en los vehículos con los tanques a tamaño real, será de alrededor del $0,5 \pm 0,15$ Hz, valor muy cercano a la frecuencia de balanceo de un vehículo típico y cargado, cuyo valor

habitual se sitúa en torno a 0,5-1 Hz, igualmente las frecuencia de giro de volante se sitúan en el rango comprendido entre 0,1 Hz y 0,5 H según datos aportados Rakheja [172], valores que concuerdan con resultados medios en pruebas con un vehículo de dos ejes y 15 tn de MMTA, fuera del alcance de esta tesis (figura 89). Además en maniobras de emergencia, la frecuencia de la excitación (giro de volante) se sitúa también dentro de ese rango, Winkler et al (2000)[235]

Según esto, es posible que puedan aparecer fenómenos de resonancia durante la circulación que, dependiendo de la magnitud de las fuerzas ejercidas por el fluido, puede llegar a interferir en la marcha del mismo.

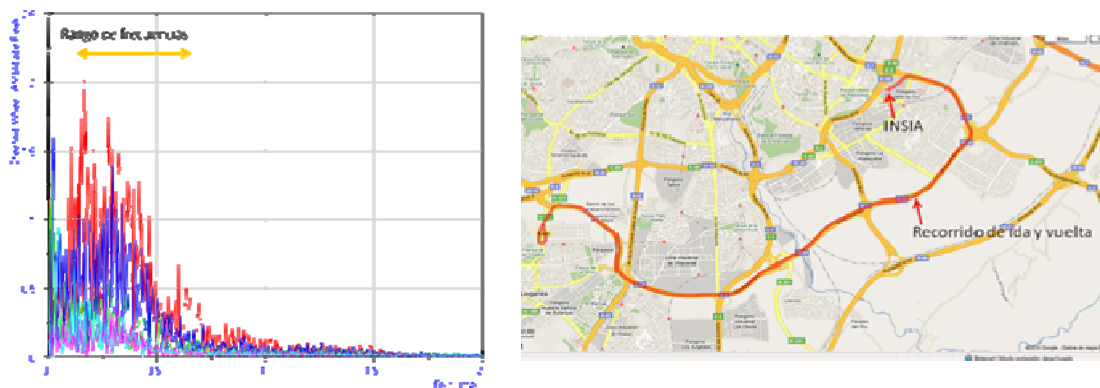


figura 89 Frecuencia de giro de volante. Recorrido interurbano y vehículo rígido de 2 ejes

5.3.3.2 APROXIMACIÓN TEÓRICA DE LAS FRECUENCIAS NATURALES

Para la determinación de las frecuencias de resonancia se puede emplear la metodología propuesta por Romero et al (2003-07)[187][188]; las frecuencias naturales de oscilación se pueden aproximar empleando los principios de la propagación de las ondas gravitacionales, a la predicción de las frecuencias naturales de oscilación f_0 , de los fluidos en los tanques (Elmore y Helad (1969)[63]), introduciendo una fórmula para la obtención de tales frecuencias en el caso de tanques de cualquier forma (Hildebrand et al (2002) [96]). Según esto, una onda es una perturbación que se propaga a través de los puntos de un medio, sin causar desplazamiento permanente alguno en él. En particular, una onda gravitacional es aquella que se genera al perturbar el estado de reposo de una masa sometida a un campo potencial gravitacional.

En figura 90 se presenta un fluido que de alguna manera se ha sustraído de su posición horizontal de equilibrio. En este caso, la porción del fluido elevado de su posición de reposo horizontal una altura h , queda sometida a un campo gravitacional

que ocasionará su descenso y oscilación vertical.

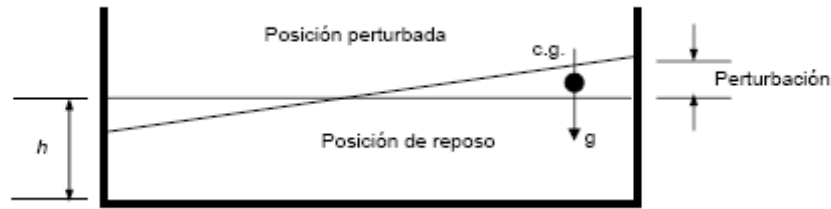


figura 90 Representación de un fluido perturbado, y sometido a un campo gravitacional

La obtención de las ecuaciones de las frecuencias naturales de oscilación de los fluidos en recipientes rectangulares uniformes, consiste en un proceso que tiene como principio el establecimiento de las relaciones cinemáticas del movimiento de fluidos, junto con las de conservación de la masa (continuidad) y las ecuaciones dinámicas (segunda ley de Newton). Estos tres grupos de ecuaciones permiten fijar las ecuaciones de movimiento de la superficie del fluido, con objeto de obtener las expresiones para las frecuencias naturales de oscilación de los fluidos en los tanques. A continuación se describe el proceso de derivación y solución de las ecuaciones de propagación de las ondas superficiales en los líquidos, tal cual se presenta por Elmore y Helad (1969)[63].

Las consideraciones más importantes en el desarrollo matemático para derivar las frecuencias naturales, son:

- El fluido es incompresible.
- El fluido es no-viscoso (ideal).
- El fluido no sufre de vórtices, o corrientes parásitas.

Las justificaciones para estas suposiciones se basan en:

Para el rango de presiones considerado, el cambio en el volumen del líquido es despreciable

Los fluidos como el agua tienen relativamente baja viscosidad

En cuanto a la generación de vórtices, los esquemas de vibración del fluido no representan grandes amplitudes ni velocidades de oscilación en las que tales fenómenos pudieran presentarse:

$$c = \frac{w}{k} = \sqrt{\frac{g}{k} \tanh kh} \quad [\text{Ec. 5.14}]$$

Dónde:

g = aceleración de la gravedad.

κ = número de onda $= 2\pi/\lambda$, donde λ es la longitud de onda (m).

ω = frecuencia angular.

h = altura del líquido.

La ecuación [Ec. 5.14] puede expresarse como:

$$\begin{aligned} c &= \lambda f = \sqrt{\frac{g}{k} \tanh kh} \\ w &= 2\pi f \\ k &= \frac{2\pi}{\lambda} \end{aligned} \quad [\text{Ec. 5.15}]$$

Para el caso del primer armónico en el recipiente, la longitud de onda, λ , es igual a $2L$, como se muestra en la figura 91, quedando la ecuación [Ec. 5.15] como sigue:

$$c = 2Lf = \sqrt{\frac{g}{k} \tanh kh} \rightarrow f_0 = \frac{\sqrt{\frac{g}{k} \tanh kh}}{2L} \quad [\text{Ec. 5.16}]$$

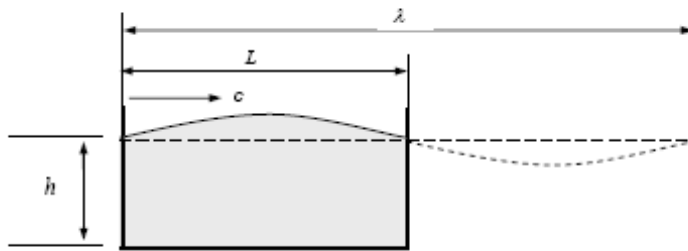


figura 91 Oscilación del líquido en su primer modo, en un recipiente rectangular

Según esto, una onda es una perturbación que se propaga a través de los puntos de un medio, sin causar desplazamiento permanente alguno en él. En particular, una onda gravitacional es aquella que se genera al perturbar el estado de reposo de una masa sometida a un campo potencial gravitacional.

Para adaptarlo a las geometrías consideradas, Romero et al (2003-07)[187][188], propone evaluar el área equivalente de un rectángulo equivalente, con igual longitud de la superficie libre de líquido; en la figura 92 se muestra la sección transversal de un tanque cilíndrico. La altura del rectángulo equivalente se

determina imponiendo que el área $e \cdot h$ sea igual al área mojada de la sección a estudio.

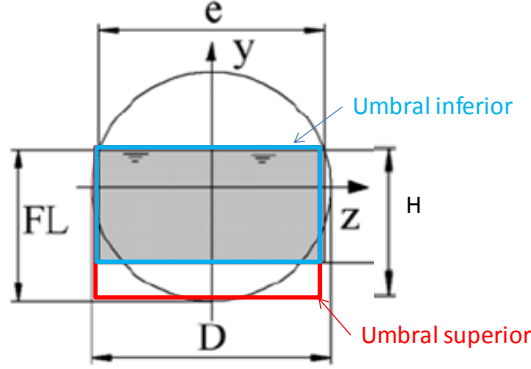


figura 92 Sección circular y equivalente rectangular

Para una sección circular el valor de la altura equivalente del líquido h es:

$$h = \left(\frac{FL}{2} - \frac{D}{4} \right) + \frac{D^2}{8} \frac{\sin^{-1} \left(\frac{2FL - D}{D} \right) + \frac{\pi}{2}}{\sqrt{FL(D - FL)}} \quad [\text{Ec. 5.17}]$$

Pues bien, aplicando el planteamiento expuesto anteriormente a las secciones objeto de estudio definidas en el punto 5.3.2.1, se ha determinado el área equivalente para los distintos factores de llenado y , con ésta, la frecuencia del primer modo de vibración. La curva teórica en cada caso está representada utilizando una aproximación a profundidad constante con la siguiente ecuación.

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{cn}{2L} = \left(\frac{gn}{4\pi L} \tanh \frac{\pi hn}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{Ec. 5.18}]$$

Esta aproximación está respaldada por la afirmación expresada por Faltinsen [71] según los cuales, si se tienen dos dominios de un líquido Q_0 y Q'_0 de manera que $Q'_0 \subset Q_0$, $Q_0 = Q'_0 \cup \partial Q_0$ y $\sum'_o = \sum_o$, la siguiente desigualdad es cierta:

$$k'_i \leq k_i (\sigma'_i \leq \sigma_i) \quad i \geq 1 \quad [\text{Ec. 5.19}]$$

Entonces, es posible afirmar que si el líquido contenido en uno de los tanques con igual superficie libre puede ser contenido en el otro, bajo condiciones hidrostáticas, el tanque con menor volumen poseerá menor frecuencia natural de oscilación [Ec. 5.20]. Según esto, la frecuencia calculada con la expresión [Ec. 5.18] y el área equivalente, será menor que la teórica y si se calcula la frecuencia con un

rectángulo de anchura “e” y altura “F_l” la frecuencia será mayor que la teórica.

Esta afirmación se corrobora con la gráfica de la figura 93, dónde se puede apreciar que la línea que representa las frecuencias calculadas con el área equivalente, correspondiente al umbral inferior (trazos cortos discontinuos), está situada por debajo de las experimentales (trazos continuos), mientras que la línea que representa las frecuencias calculadas con el área definido por la altura y la anchura de la superficie libre, definidas como umbral superior, se coloca por encima de las experimentales (trazos largos discontinuos).

$$f_{01,i} \leq f_i \leq f_{02,i} \quad [\text{Ec. 5.20}]$$

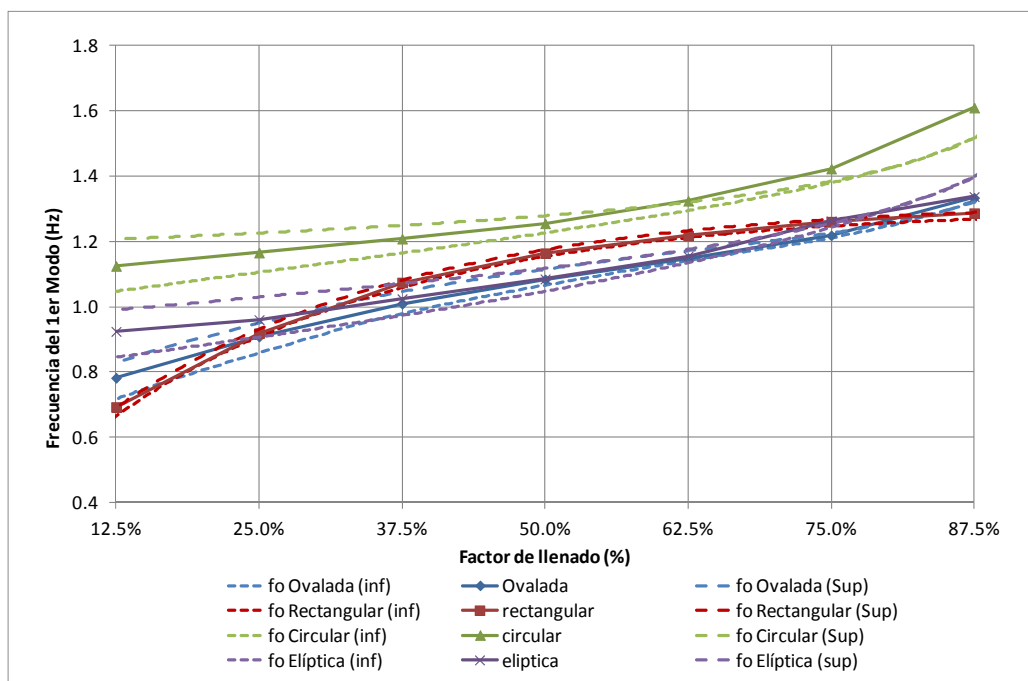


figura 93 Frecuencias de oscilación, teóricas y experimentales.

El error cometido es pequeño, para factores de llenado inferiores al 60%. Sin embargo para factores más altos, los errores que se cometen son mayores, motivado porque la teoría utilizada para el cálculo de las frecuencias deja de ser válida (interacción con el techo o parte superior de la sección), siendo necesario recurrir a la experimentación o a la simulación mediante la dinámica de fluidos por ordenador (CFD del acrónimo en inglés de “*Computational Fluid Dynamics*”).

A la vista de los resultados y puesto que se tiene el valor de la frecuencia natural de oscilación, acotado superior e inferiormente, por los dos rectángulos mostrados en la figura 92 (área equivalente y área que circunscribe al área mojada de la sección), se puede obtener una aproximación más exacta al valor real,

determinada mediante el valor medio de las frecuencias de resonancia inferior y superior, como se muestra en la gráfica figura 94 y en la Tabla 4.

Factor de llenado	Circular	Elíptica	Ovalada	Rectangular
12,5%	0,16%	-0,73%	-1,20%	-2,50%
25,0%	0,04%	0,84%	-0,36%	0,11%
37,5%	-0,11%	-0,15%	0,31%	-0,33%
50,0%	-0,20%	-0,25%	0,57%	0,08%
62,5%	-1,26%	-0,08%	0,68%	0,41%
75,0%	-2,87%	-1,33%	0,01%	-0,27%
87,5%	-5,75%	4,41%	-0,82%	-0,64%

Tabla 4. Errores en la aproximación de las frecuencias

El error que se comete, con ésta última aproximación es menor, siendo el valor máximo del 5.75% para el caso de la sección circular, mientras que para el resto siempre es inferior al 5%, mejorándose la predicción en los factores de llenado más altos.

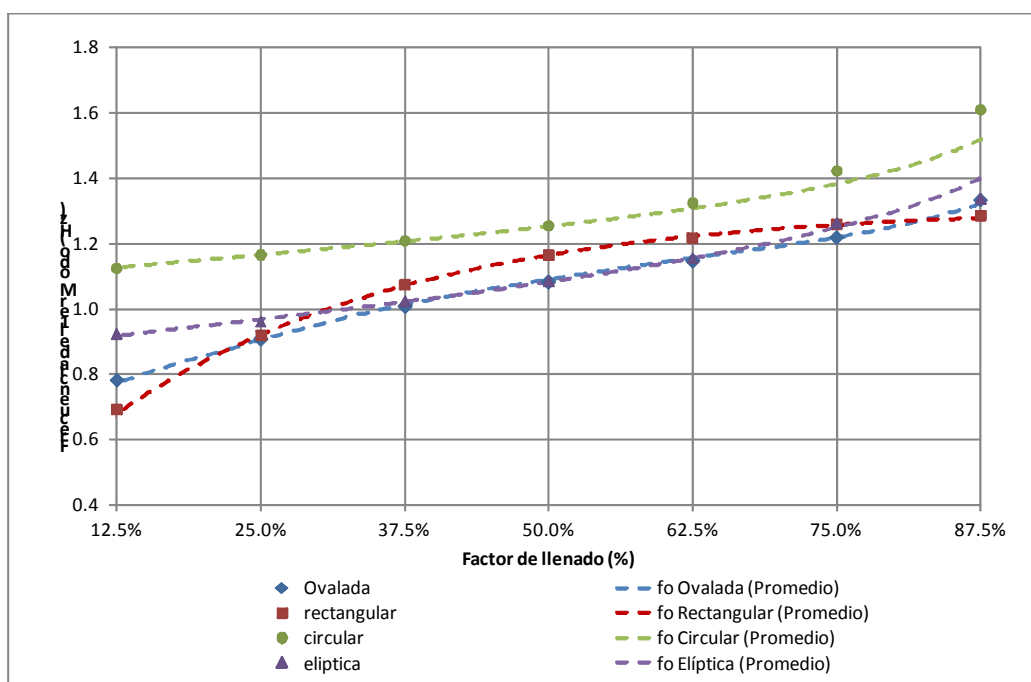


figura 94 Frecuencias de oscilación, teóricas y experimentales.

5.3.3.3 FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO DEL OLEAJE

Para evaluar el factor de amortiguamiento del oleaje experimentalmente se pueden emplear diferentes técnicas. Una primera sería a partir del decremento logarítmico de la amplitud de la oscilación de la superficie libre del agua, para lo que el tanque se excita a la frecuencia de resonancia hasta que alcanza régimen estacionario y se detiene instantáneamente, entonces se mide el decremento

logarítmico entre dos picos sucesivos según [Ec 5.21]. Resulta más frecuente hablar del ratio de amortiguamiento, definido por la relación [Ec 5.22], o por el porcentaje del amortiguamiento crítico ($\xi = 1 = 100\%$).

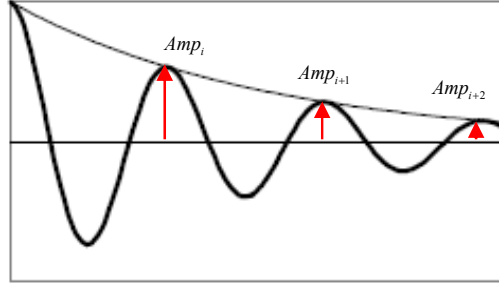


figura 95 Decremento logarítmico de la amplitud

$$\Delta = \ln \left(\frac{Amp_i}{Amp_{i+1}} \right) \quad [\text{Ec 5.21}]$$

$$\delta = \frac{\Delta}{2\pi} = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad [\text{Ec 5.22}]$$

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad [\text{Ec 5.23}]$$

Otra variante, se puede obtener midiendo la fuerza en los anclajes del tanque entre dos picos consecutivos, una vez parado éste.

También se puede utilizar la técnica de “*Half power Bandwidth*”, en la que se mide la fuerza ejercida por el tanque en función de la frecuencia de excitación sobre un rango de frecuencias alrededor de la de resonancia, determinando el amortiguamiento por la siguiente relación, siendo $\Delta\omega_e$ la diferencia entre dos frecuencias en las que la amplitud de la fuerza es igual a $1/\sqrt{2}$ veces la amplitud máxima.

$$\xi = \frac{1}{2} \frac{\Delta\omega_e}{\omega_n} \quad [\text{Ec 5.24}]$$

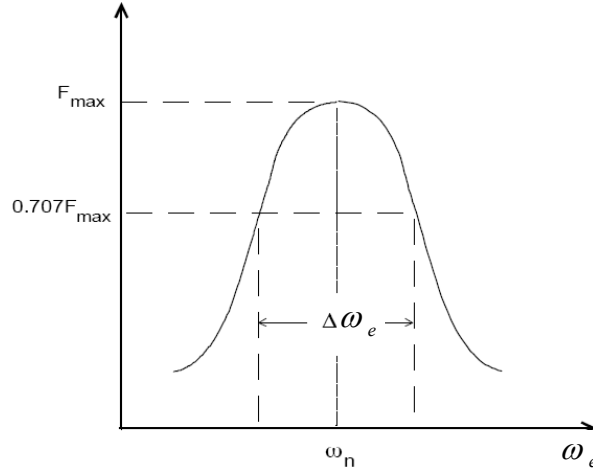


figura 96 Ancho de banda

Este planteamiento, es estrictamente válido para osciladores lineales compuestos, únicamente, por una masa oscilante. En las analogías mecánicas planteadas en la presente tesis se considera la acción de una masa fija que se mueve solidaria con el tanque, que ocasiona que las fuerzas ejercidas sean mayores con respecto a un oscilador lineal para frecuencias mayores que las de resonancia, comparadas con las obtenidas para frecuencias menores, aunque según Dodge et al (2000) [57] el error es despreciable para $\zeta < 0.1$.

En el caso de un péndulo, el amortiguamiento lineal en función de la frecuencia natural no amortiguada será por tanto:

$$w_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l}} \quad [\text{Ec. 5.25}]$$

$$2\zeta w_n = \frac{c}{l} \quad [\text{Ec. 5.26}]$$

$$c = 2 * l * w_n * \zeta \quad [\text{Ec. 5.27}]$$

Por facilidad de programación y automatización del proceso de tratamiento de datos de ensayo, se ha empleado la técnica del decremento logarítmico para determinar el amortiguamiento con los datos medidos en los ensayos, que para cada una de las secciones empleadas se muestra en las siguientes figuras. Además, presenta la ventaja, de que su valor se puede obtener de los datos medidos directamente, sin necesidad de transformación.

Se ha considerado en el cálculo todos los valores picos del periodo de respuesta libre (en la mayoría de los casos representa más de 50 seg de oscilación

libre), calculando la ecuación de la envolvente de la amplitud, definida por una función exponencial, estimando el valor de los coeficientes mediante un ajuste por mínimos cuadrados (figura 98) de la función.

Así, para la sección ovalada, se han obtenido los siguientes valores de amortiguamiento, en función del factor de llenado y de la frecuencia de excitación.

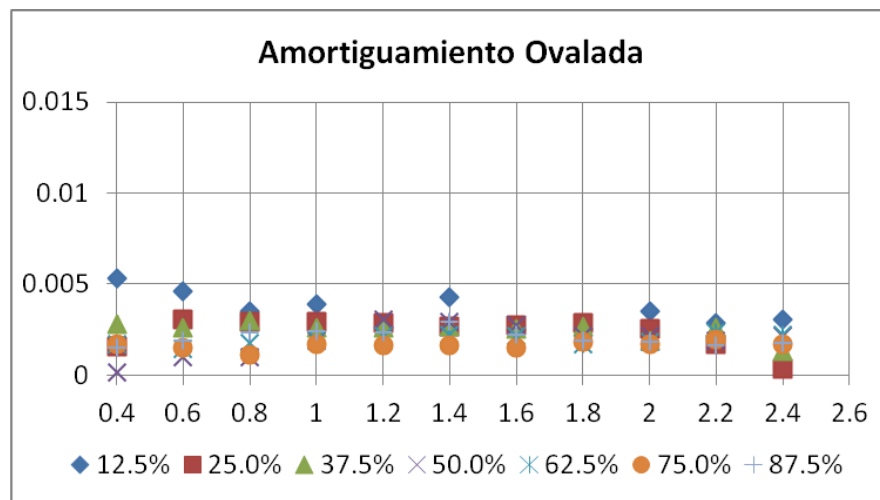


figura 97 Factor de amortiguamiento sección Oval

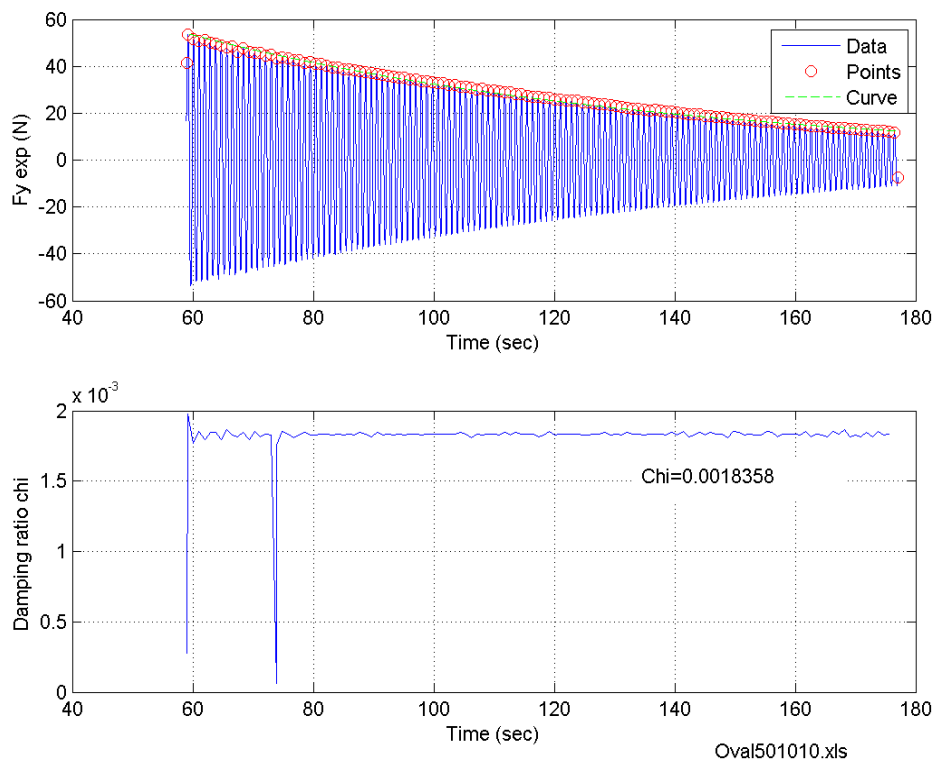


figura 98 Ajuste de la envolvente para el cálculo del amortiguamiento

Como se aprecia, el amortiguamiento varia muy levemente en función de la frecuencia de excitación, los casos en los que mayor variación se produce son para factores de llenado bajos (inferiores al 37.5%), en los que mayor influencia tiene el rozamiento con las paredes laterales del tanque. Para el resto de casos, la variación no es significativa, pudiéndose caracterizar por un único valor, promedio de todos ellos.

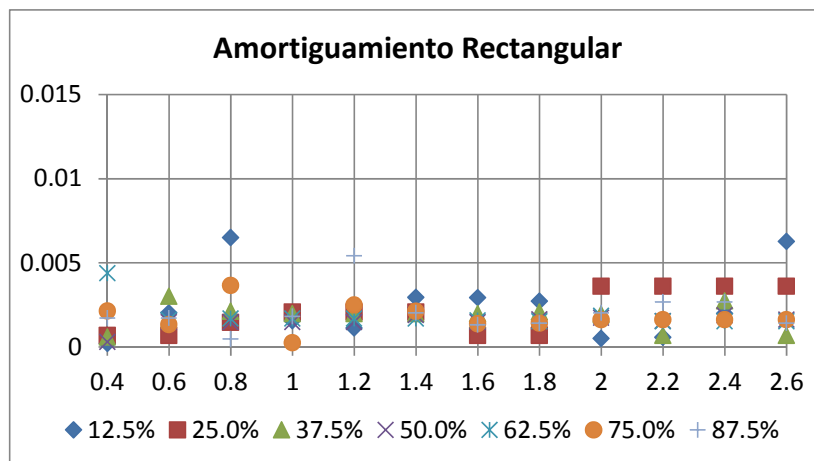


figura 99 Factor de amortiguamiento sección Rectangular

En el caso de la sección rectangular mostrada en la figura 99, se produce el mismo efecto, señalado anteriormente para llenados bajos, además en algunos casos ($f > 2$ Hz y f.d.l. 50% y 87.5%) se producían anomalías en los valores obtenidos, puesto que en la respuesta libre del líquido no es una señal oscilatoria pura (figura 100).

Para solucionar este inconveniente, se han obtenido adicionalmente el valor del coeficiente de amortiguamiento, realizando otros ensayos sobre la sección, imponiendo una excitación en escalón de 10 mm en 0,5 segundos, con los que calcular de igual manera la frecuencia de la respuesta del líquido y además identificando los picos sucesivos el amortiguamiento. A modo de ejemplo, se indica a continuación la excitación y la respuesta del líquido.

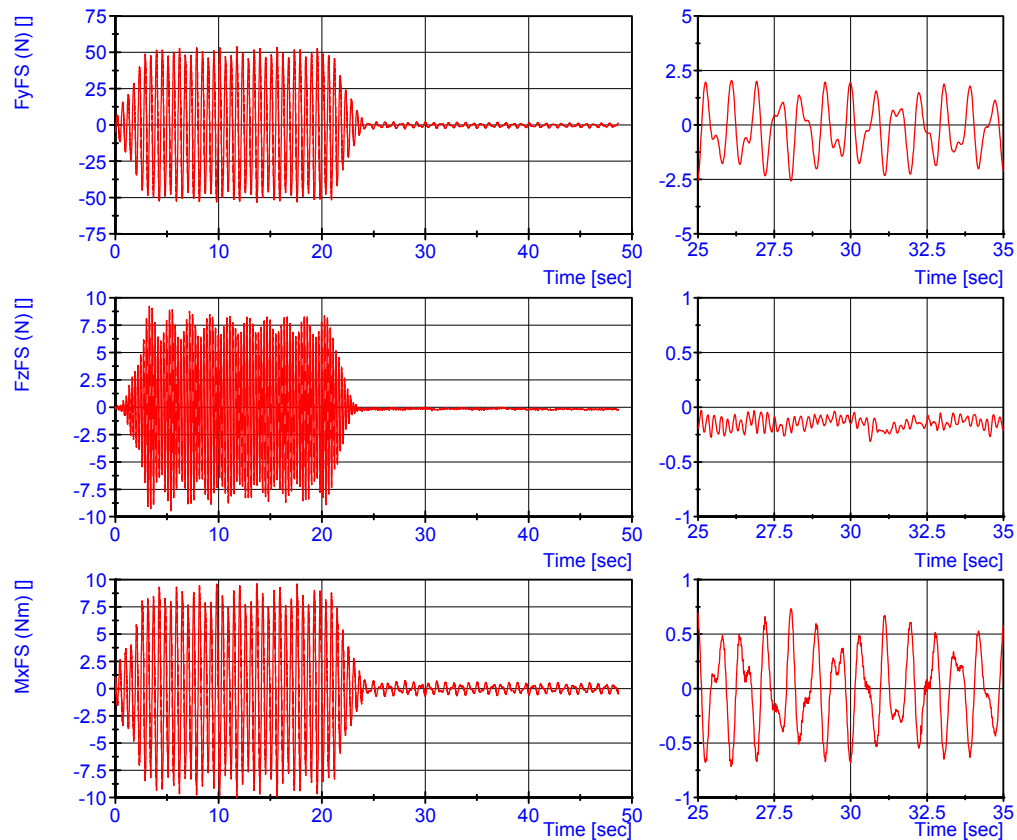


figura 100 Respuesta libre en sección rectangular F . excitación 1,8 Hz f.d.l 87,5%

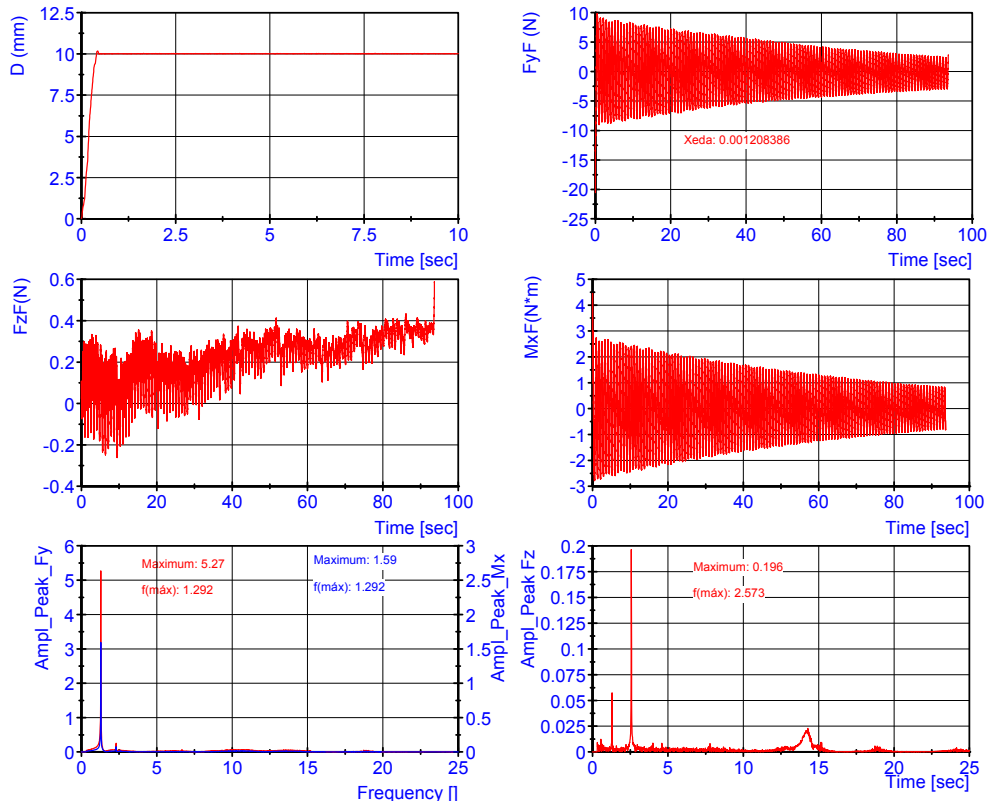


figura 101 Respuesta a impulso de 10 mm sección rectangular

Para la sección elíptica (figura 102) y sección circular (figura 103), al igual que en los casos anteriores, es en los factores de llenado más bajos dónde mayor variación se produce en el valor del coeficiente de amortiguamiento.

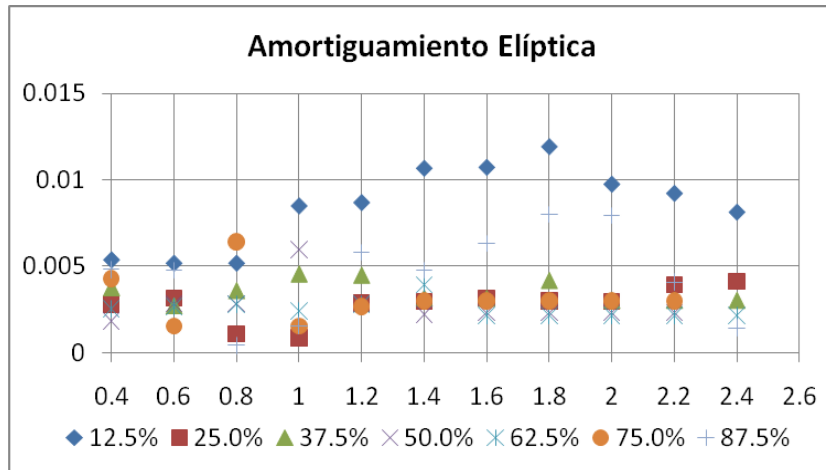


figura 102 Factor de amortiguamiento sección Elíptica

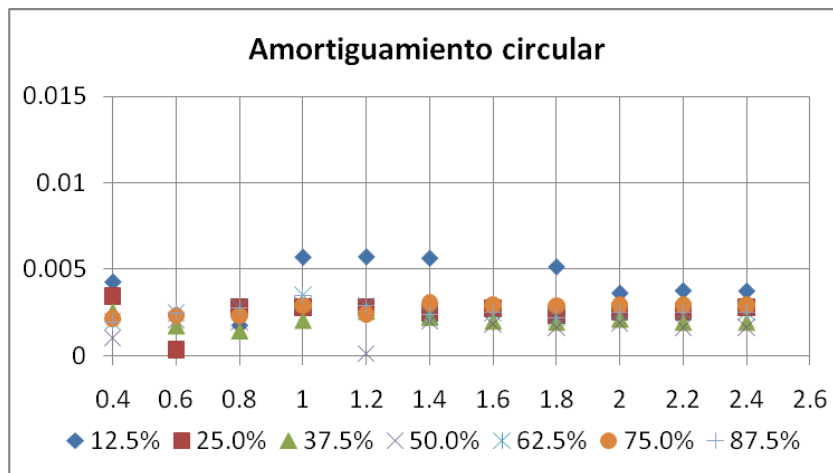


figura 103 Factor de amortiguamiento sección Circular

5.3.3.4 APROXIMACIÓN TEÓRICA DEL CÁLCULO DEL AMORTIGUAMIENTO

A pesar de que no es difícil medir el decremento logarítmico en el primer modo de oscilación, resultaría necesario disponer de una estimación de su valor, que al igual que en el caso de las frecuencias, permita determinarlo sin necesidad de recurrir a la experimentación o simulación por CFD.

Básicamente, el factor de amortiguamiento dependerá de la altura de líquido, sus viscosidad cinemática y dimensiones. Si nos centramos únicamente en el amortiguamiento viscoso en tanques sin deflectores, un análisis dimensional y la formulación para su cálculo, obtenida de manera empírica, para tanques cilíndricos

verticales se puede encontrar en Abramson et al (1966) [2]. Para otras geometrías, es posible emplear la misma metodología, pero únicamente se dispone del valor de las constantes incluidas en la ecuación, para secciones rectangulares, esféricas y cónicas colocadas verticalmente, Ibrahim (2005) [103]. Para el resto de secciones transversales, se puede emplear la ecuación generalizada siguiente:

$$\zeta = C_1 \left(\frac{\nu}{d^{3/2} \sqrt{g}} \right)^{n_1} \quad [\text{Ec. 5.28}]$$

Dónde d es la dimensión característica, C_1 y n_1 son constantes experimentales, que únicamente están determinadas para las secciones indicadas anteriormente y ν es la viscosidad cinemática.

Con los valores obtenidos del análisis experimental, es posible determinar la combinación de valores de ambos parámetros, que mejor ajusta el valor del amortiguamiento.

Como dimensión característica, se ha considerado la longitud de la superficie libre en reposo (figura 92), ya utilizada para el cálculo de frecuencias. Como herramienta de ajuste de los valores, se ha empleado el comando "solver" de Excel, sujeto a las siguientes restricciones.

$$\begin{aligned} C_1 &\leq 2 \\ n_1 &\leq 1 \end{aligned} \quad [\text{Ec. 5.29}]$$

En las siguientes figuras, se muestran los valores de los coeficientes C_1 y n_1 que predicen de manera teórica su valor, ajustados con los valores experimentales, para cada una de las cuatro secciones en estudio y para los diversos factores de llenado.

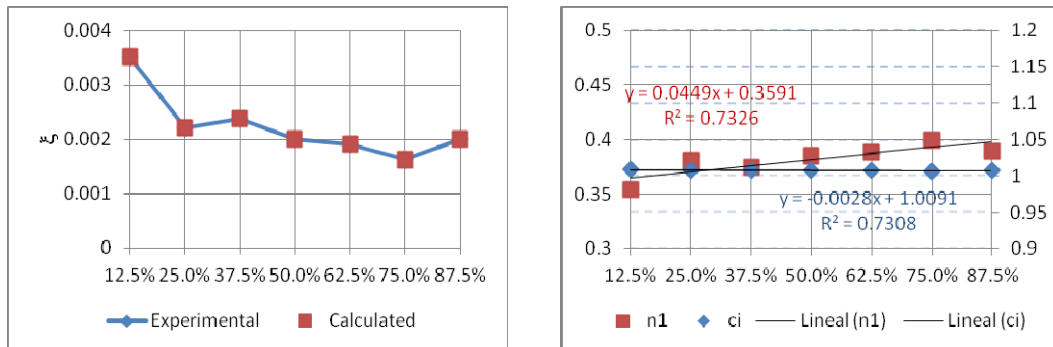


figura 104 Amortiguamiento y factores C_1 y n_1 para cálculo teórico sección Oval

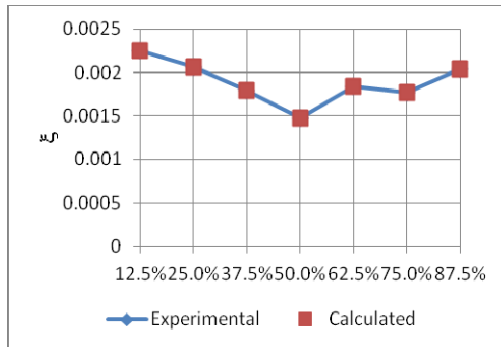


figura 105 Amortiguamiento y factores C_1 y n_1 de cálculo teórico sección Rectangular

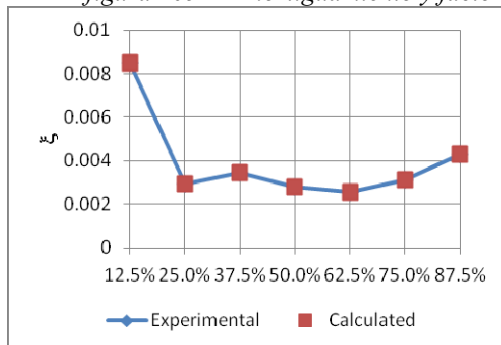
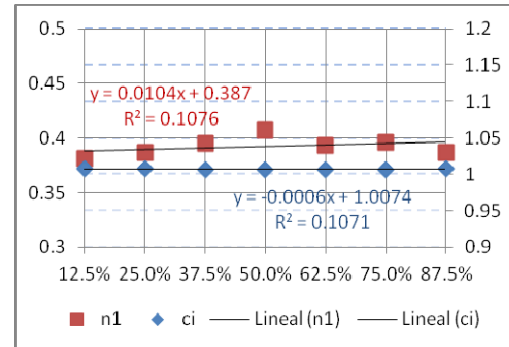


figura 106 Amortiguamiento y factores C_1 y n_1 de cálculo teórico sección Elíptica

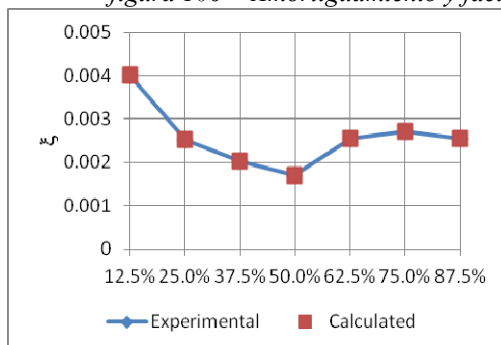
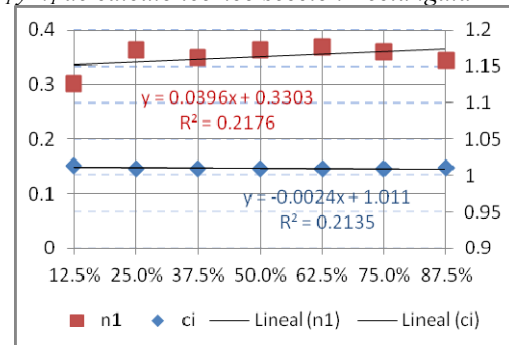
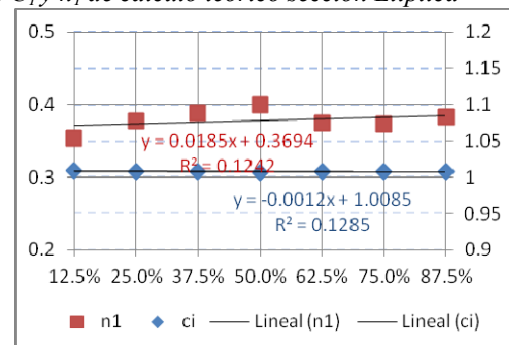


figura 107 Amortiguamiento y factores C_1 y n_1 de cálculo teórico sección Circular



Como se puede ver, los polinomios de regresión, ajustan mejor los valores correspondientes a factores de llenado superiores al 12.5%, donde el error es menor, aspecto que concuerda con lo propuesto por Ibrahim (2005) [103], que basándose en los trabajos de Case et al (1956) [28], indica que al igual que ocurre con el amortiguamiento obtenido de los valores experimentales, para la sección circular y rectangular, decrece significativamente a medida que la altura del líquido aumenta, hasta que alcanza un valor mínimo a partir del 50% de factor de llenado. El motivo está en que para factores de llenado bajos, prima más la fuerza debida al rozamiento con las paredes del recipiente que las inercias del líquido, por lo que se obtienen valores de amortiguamiento mayores.

En el caso de las secciones ovalada y elíptica, el amortiguamiento presenta dos

picos claramente definidos a (25% y 75%) y (25% y 62.5%) respectivamente.

5.3.3.5 FUERZAS Y MOMENTOS

Para cada uno de las configuraciones de virola indicadas, se muestra a continuación la respuesta en el dominio temporal y de la frecuencia, en términos de fuerzas y momentos, obtenidos del análisis experimental.

Las variables medidas han sido, el desplazamiento lateral del tanque, las fuerzas lateral y vertical y el momento de vuelco, ejercidas por el fluido en función del tiempo, mostradas en la figura 108.

Como se puede apreciar, el desplazamiento del cilindro de accionamiento alcanza el movimiento sinusoidal buscado en tres segundos, a partir del cual se mantiene con amplitud constante hasta conseguir un régimen oscilatorio del oleaje en el interior del tanque, una vez registrado durante un tiempo razonable (20-30 segundos) se paraba el cilindro, con un tiempo de establecimiento similar.

Las fuerzas y momentos son básicamente sinusoidales, con una frecuencia similar a la de excitación, lo que indica que predomina el primer modo de oscilación de la carga líquida.

La fuerza vertical, como se ha comentado, tiene una frecuencia doble, de manera que en cada ciclo horizontal aparecen dos ciclos verticales, razón por la cual el segundo modo tiene una frecuencia alta.

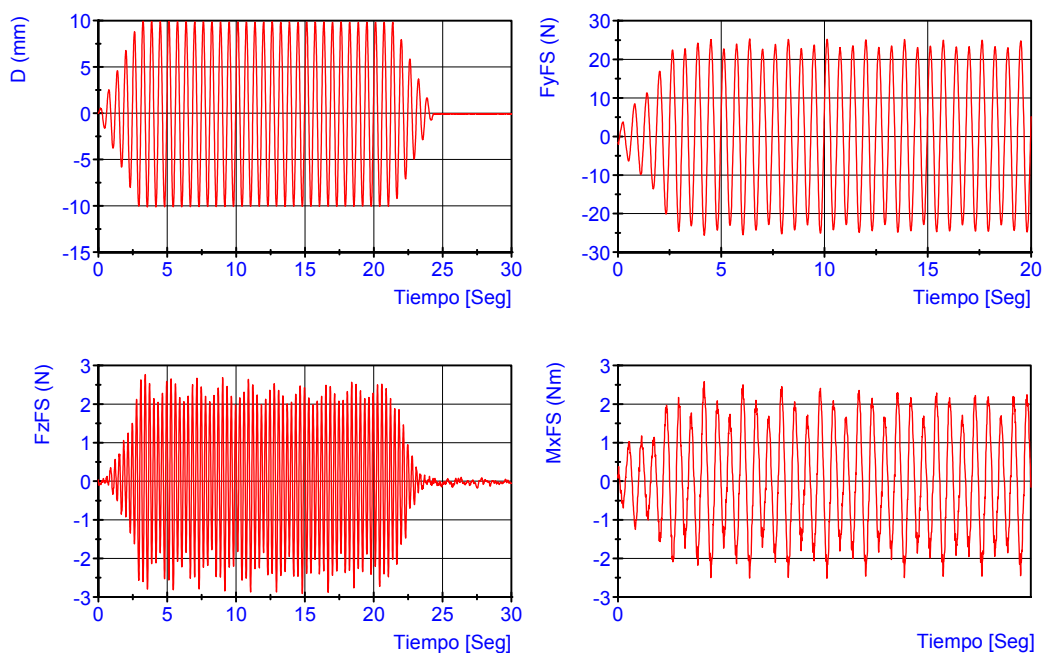


figura 108 Medidas experimentales

5.3.3.5.1 Fuerzas y momentos en la sección oval

En la sección ovalada, la mayor amplitud de la respuesta del oleaje se produce con el factor de llenado del 75%, a una frecuencia de excitación de 1,2 Hz, siendo la frecuencia del primer modo de 1,218 Hz.

Con los factores de llenado del 75% y del 87,5%, se obtiene una amplitud de la fuerza lateral muy similar, correspondiendo el máximo de la fuerza lateral, a la respuesta del primero de ellos.

Los factores de llenado más bajos (<25%), no presentan una respuesta en frecuencia de la fuerza lateral significativa.

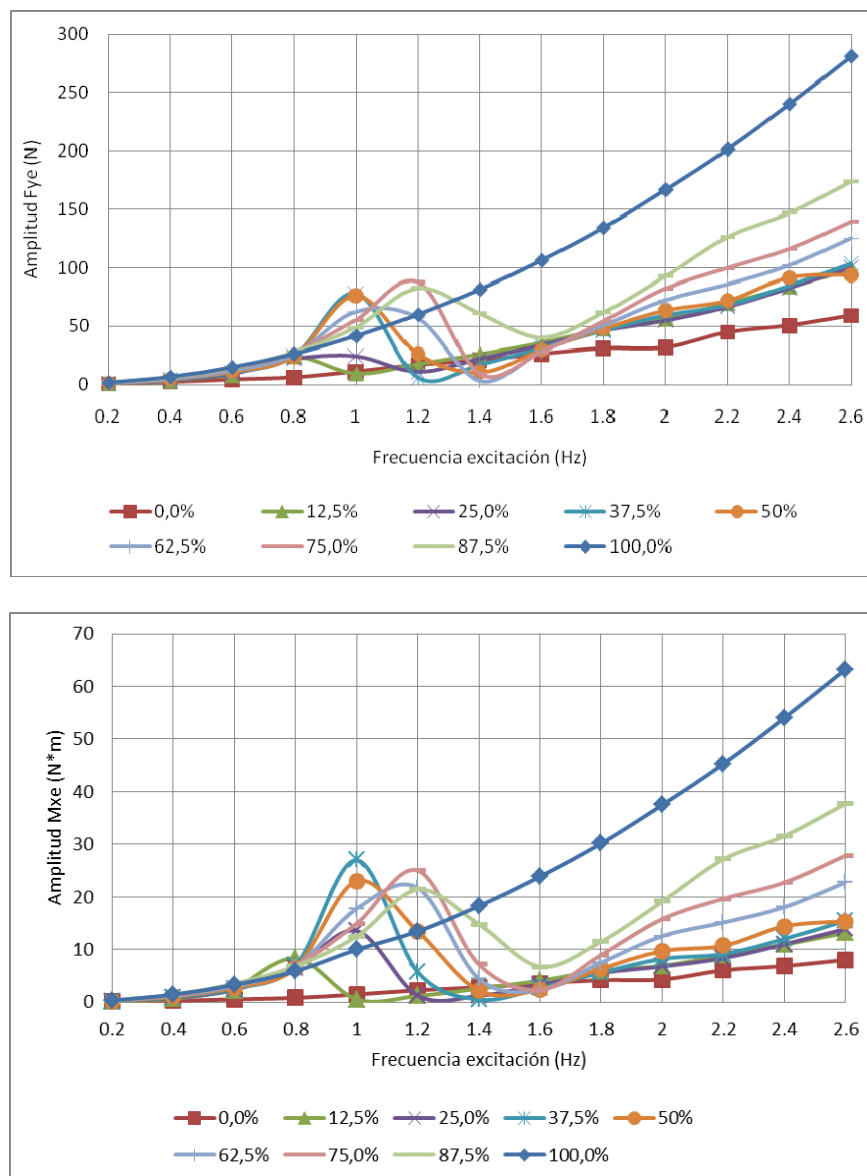


figura 109 Amplitud F_y y M_x sección Ovalada

Sin embargo, el valor máximo del momento de vuelco se produce con el 37,5% de factor de llenado, obteniéndose una respuesta de valor análogo para los factores de llenado superiores, aun teniendo mayor masa y altura del centro de gravedad.

Esto indica que, en el valor de la fuerza lateral, ha primado la mayor masa, sin embargo, el valor del momento obtenido indica que ha habido un movimiento de la masa de líquido de mayor amplitud. Esta afirmación se puede corroborar con los datos obtenidos del tratamiento digital de la imagen (figura 111), en la que se muestra la trayectoria del centro de gravedad calculado.

Por otra parte, los valores obtenidos de momento de vuelco con factores de llenado superiores al 12,5%, llegan a superar a la respuesta de la sección llena.

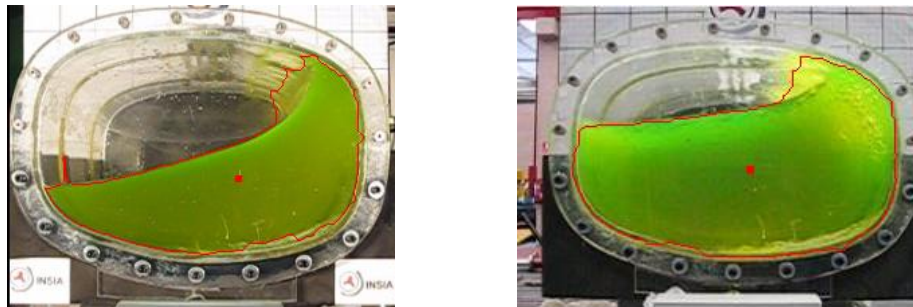


figura 110 Sección Oval, $f: 1,2 \text{ Hz}$ f.d.l 50% (izquierda) 75% (derecha)

Como se puede apreciar en el primer caso, el desplazamiento horizontal del centro de gravedad oscila 22 mm más en amplitud, mientras que en el segundo caso, además, el centro de gravedad se desplaza describiendo trayectorias aproximadamente elípticas, que en parte contribuye a explicar el menor valor de momento lateral obtenido, al describir una trayectoria más continua que en el primer caso.

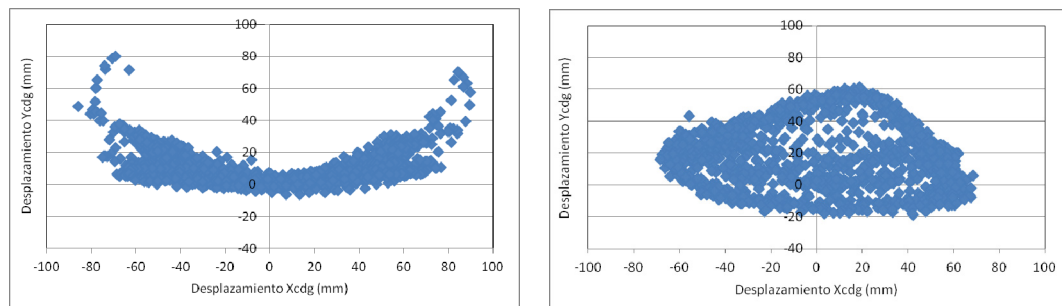


figura 111 Trayectorias del cdg con llenado del 50 y del 75% en la sección Oval

Para poder cuantificar la influencia de cada factor de llenado, se representa en la siguiente figura la respuesta (fuerza lateral y momento de vuelco) en cada

frecuencia de excitación, frente a la obtenida por la sección completamente llena (condición de carga del R111 y más desfavorable en condiciones cuasi-estáticas).

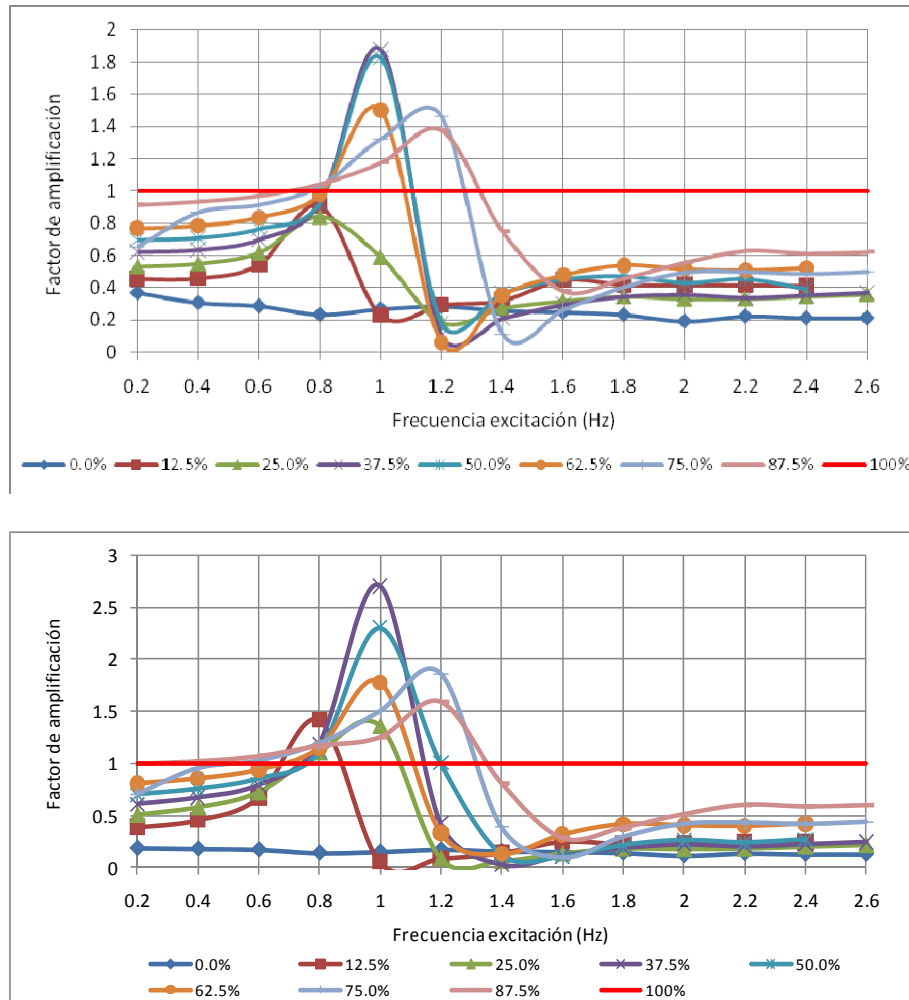


figura 112 Porcentaje de F_y y M_x respecto a la sección llena para sección Oval

Como se puede apreciar, en la figura 112, tomando como ejemplo la curva correspondiente al factor de llenado del 62,5%, se aprecia que desde un valor de frecuencia de excitación superior a 0,7 Hz, el valor de fuerza y momento originado por la masa de líquido supera al obtenido con la sección llena. Para los otros factores de llenado (37,5%, 50% 75% y 87,5%) a partir de frecuencias de excitación superiores a 0,8 Hz, los valores de fuerza y momento superan al obtenido con la sección llena.

Esto indica que, en el caso de ensayar un vehículo con esta cisterna, y para frecuencias de excitación superiores a 0,31 Hz ($\lambda_{\text{frecuencia}}=0,4382$), es previsible que el umbral de vuelco del vehículo sea menor con llenados parciales (>37.5%), que

con el vehículo cargado completamente. Además, este rango de frecuencias coincide con los valores habituales de frecuencia fundamental al balanceo de los vehículos.

Para poder evaluar cualitativamente la respuesta del fluido en el interior del tanque, en todo el rango de frecuencia ensayado, se propone emplear el concepto de “Percentil” que, básicamente, es una medida de posición no central, que nos dice cómo está posicionado un valor respecto al total de la muestra.

Para muchos estudios de trazado de carreteras se usa el percentil del 85% para establecer los valores de la velocidad de proyecto, mientras que para otros fines, se considera como intervalo de confianza el 5%. En este caso, se ha optado por considerar un valor intermedio entre ambos, del 90%, obteniéndose entonces los valores de amplificación de la fuerza lateral y del momento, debidos al oleaje en el interior del tanque, referidos a la sección llena.

	Fye			Mxe		
	5 mm	10 mm	15 mm	5 mm	10 mm	15 mm
Min	1,07	1,03	1,08	1,06	1,02	1,04
P ^{90%}	1,98	1,83	1,71	2,57	1,99	1,46
Máx.	2,05	1,88	1,79	2,81	2,70	1,93

Tabla 5. Factor de amplificación de la fuerza lateral y del momento de vuelco sección Oval

Como se puede apreciar, el factor de amplificación debido al oleaje, es mayor con amplitudes pequeñas de excitación, puesto que conforme aumenta el valor de aceleración lateral, el porcentaje de líquido que oscila se reduce, primando los efectos inerciales del conjunto tanque y fluido.

Por otra parte, la amplitud de la excitación, no modifica el valor de la frecuencia fundamental de oscilación, pero si el valor de la amplitud de la respuesta, como se puede apreciar en las siguientes gráficas.

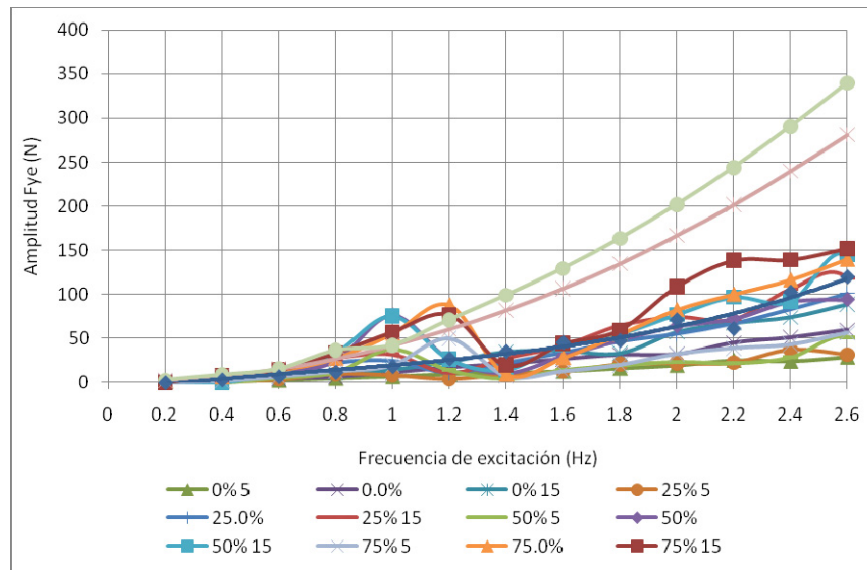


figura 113 Amplitud Fye para amplitudes de la excitación de 5, 10 y 15 mm sección Oval

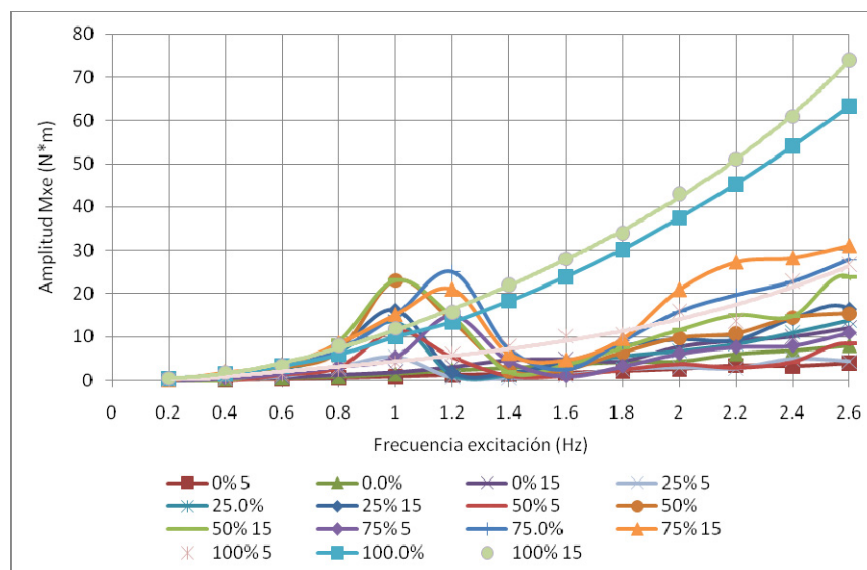


figura 114 Amplitud Mxe para amplitudes de la excitación de 5, 10 y 15 mm sección Oval

5.3.3.5.2 Fuerzas y momentos en la sección rectangular

Se muestran a continuación la respuesta en frecuencia de la fuerza lateral y del momento obtenido para esta sección.

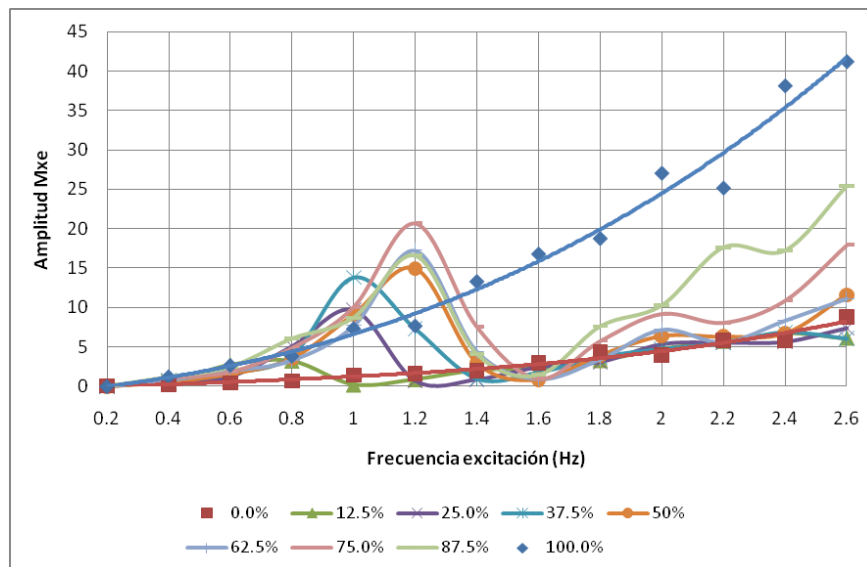
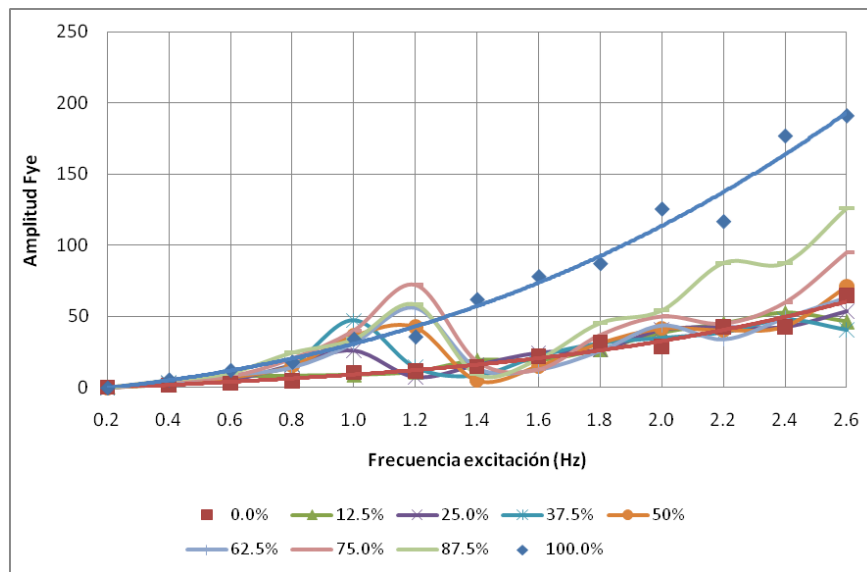
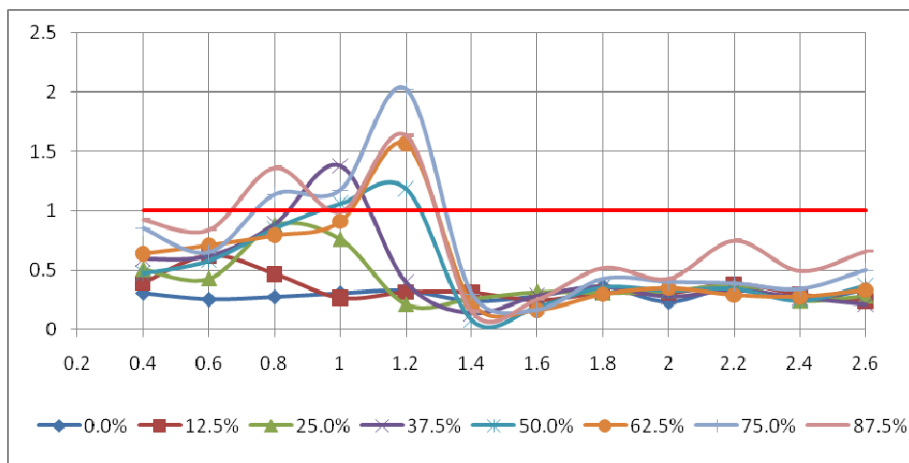


figura 115 Amplitud F_y y M_x sección rectangular



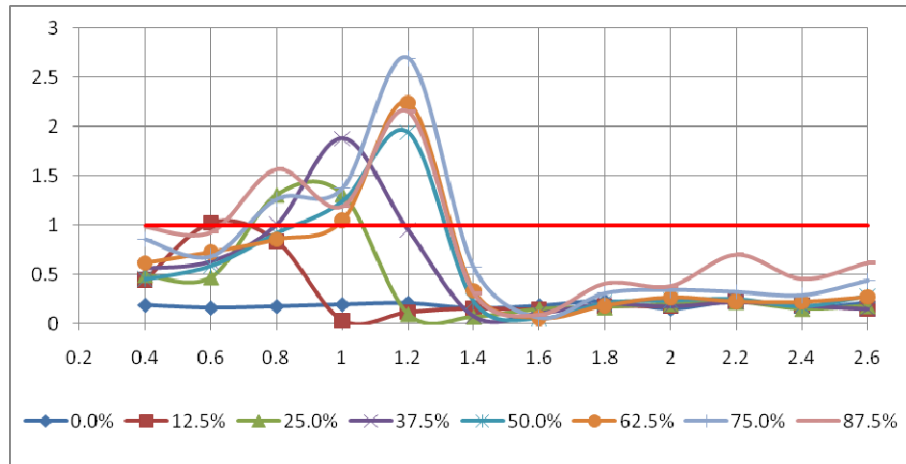


figura 116 Porcentaje de F_y y M_x respecto a la sección llena para sección Rectangular

Analizando el desplazamiento lateral del centro de gravedad para los factores de llenado del 62,5% y del 75%, se observa que, nuevamente, la oscilación del centro de gravedad es mayor en el primer caso que en el segundo, lo que contribuye a explicar por qué se genera más fuerza y momento con menos masa.

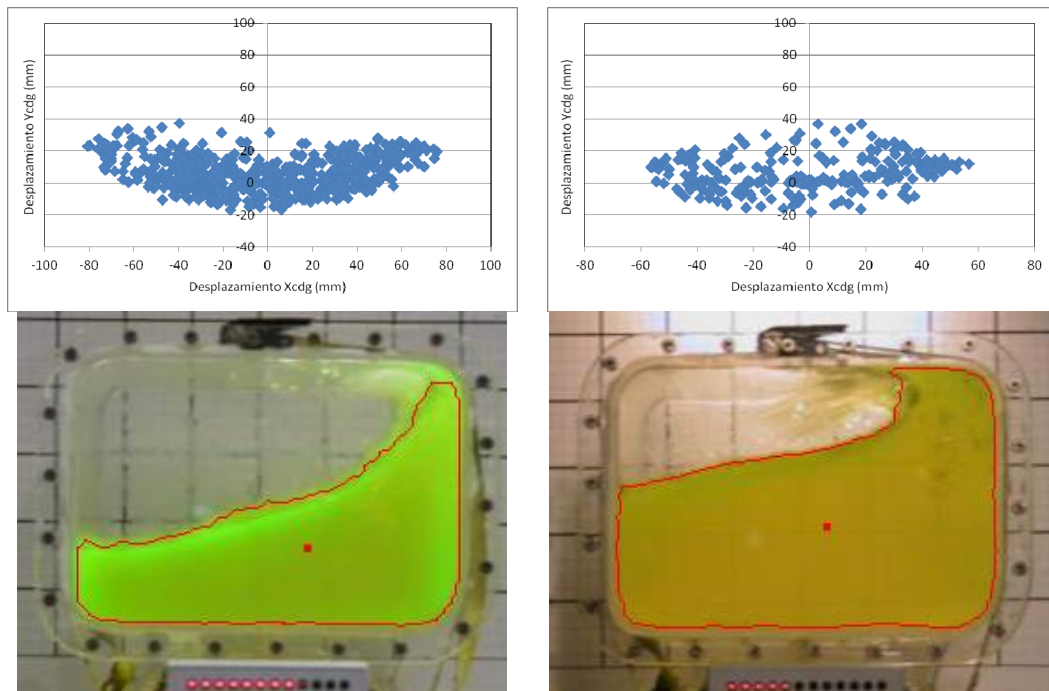


figura 117 Trayectorias del cdg con llenado del 62.5 y del 75% Rectangular

Comparando la respuesta en función de la amplitud de la excitación, se observa nuevamente que no se modifica la frecuencia de oscilación pero, lógicamente, sí la amplitud, al excitar con mayor energía el sistema mostrado en la

figura 119. Destaca que con el 75% de factor de llenado, la amplitud de la respuesta en frecuencia obtenida con 10 y 15 mm sea muy similar, achacable al solapamiento existente entre la frecuencia de excitación y la del primer modo 1,26 Hz.

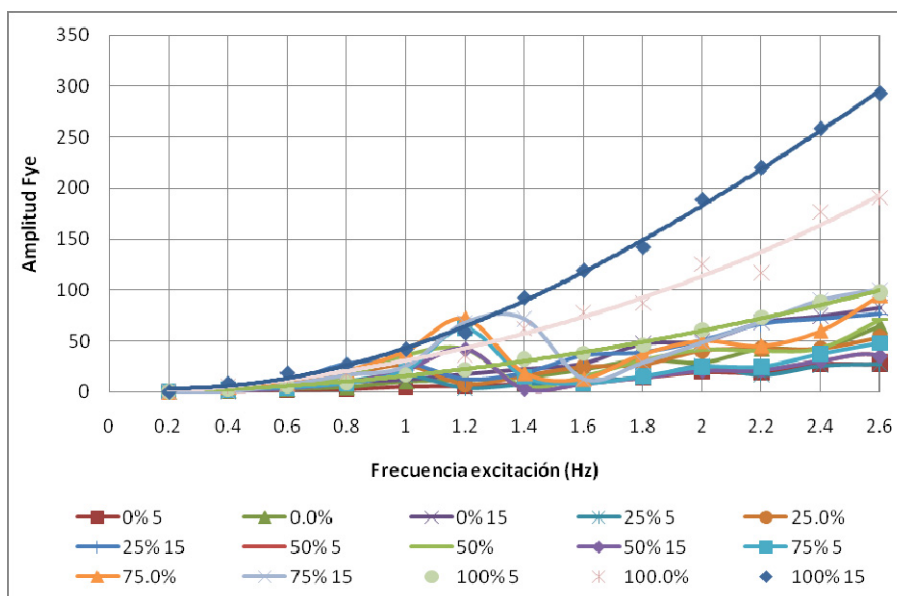


figura 118 Amplitud F_y sección rectangular con excitación de 5 10 y 15 m

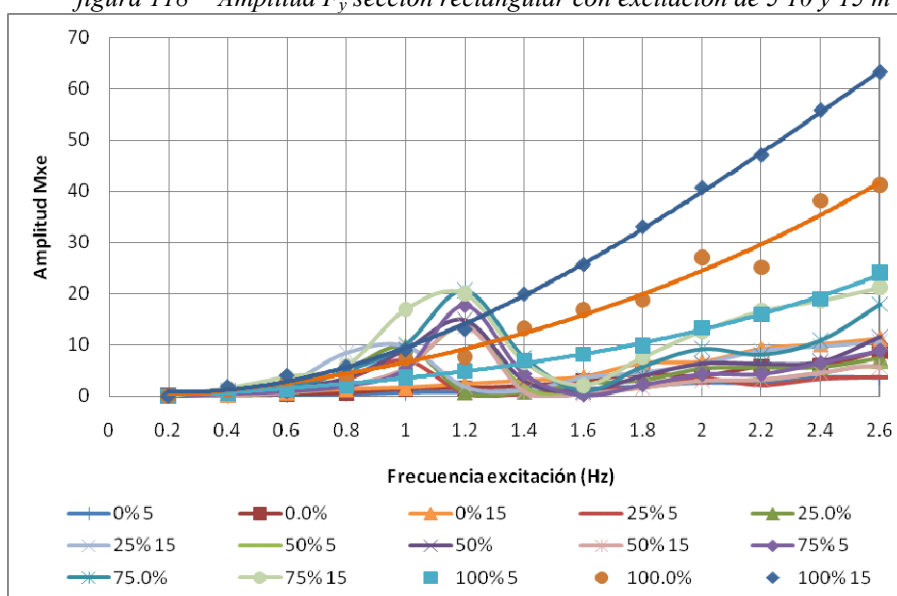


figura 119 Amplitud M_x sección rectangular con excitación de 5 10 y 15 m

	Fye			Mxe		
	5 mm	10 mm	15 mm	5 mm	10 mm	15 mm
Min	1,00	1,06	1,04	1,01	1,00	1,03
$P^{90\%}$	2,79	1,71	1,35	3,80	2,21	1,68
Máx.	3,33	2,02	1,36	4,42	2,70	1,78

Tabla 6. Factor de amplificación de la fuerza lateral y del momento de vuelco. Rectangular

Al igual que ocurría en el caso anterior, a medida que se incrementa la amplitud (aumento de la aceleración lateral a igual frecuencia de excitación), el factor de amplificación debido al oleaje del tanque disminuye, puesto que priman más los efectos inerciales del conjunto tanque-fluido que los debidos únicamente al fluido.

5.3.3.5.3 Fuerzas y momentos en la sección circular

En el caso de la sección circular, el factor de llenado que mayor fuerza lateral genera es el del 62,5%, con una frecuencia de 1,2Hz. En general factores de llenado comprendidos entre el 50% y el 75% generan mayor fuerza lateral que la sección llena.

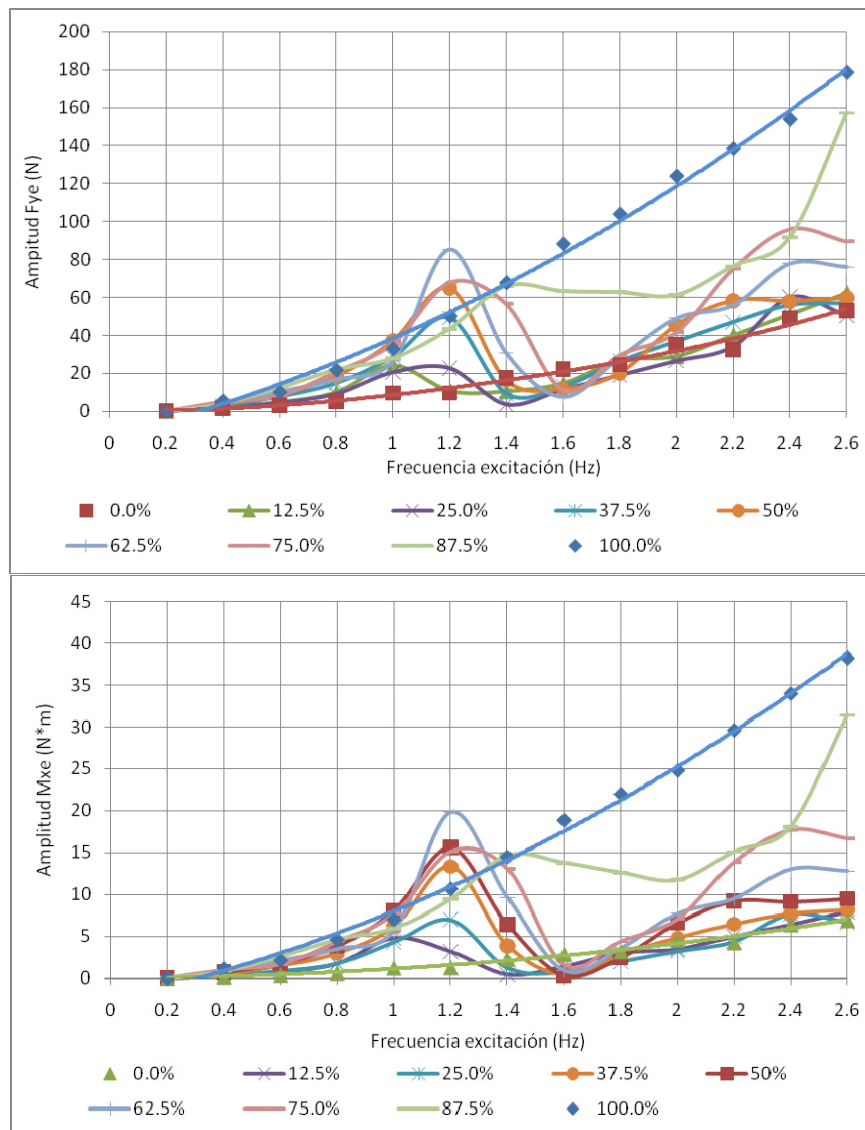


figura 120 Amplitud F_y y M_x sección circular

Los factores de llenado superiores al 25% e inferiores al 87,5% generan un momento de vuelco mayor que el de la sección completamente llena, obteniéndose el máximo para el factor de llenado del 65,5%.

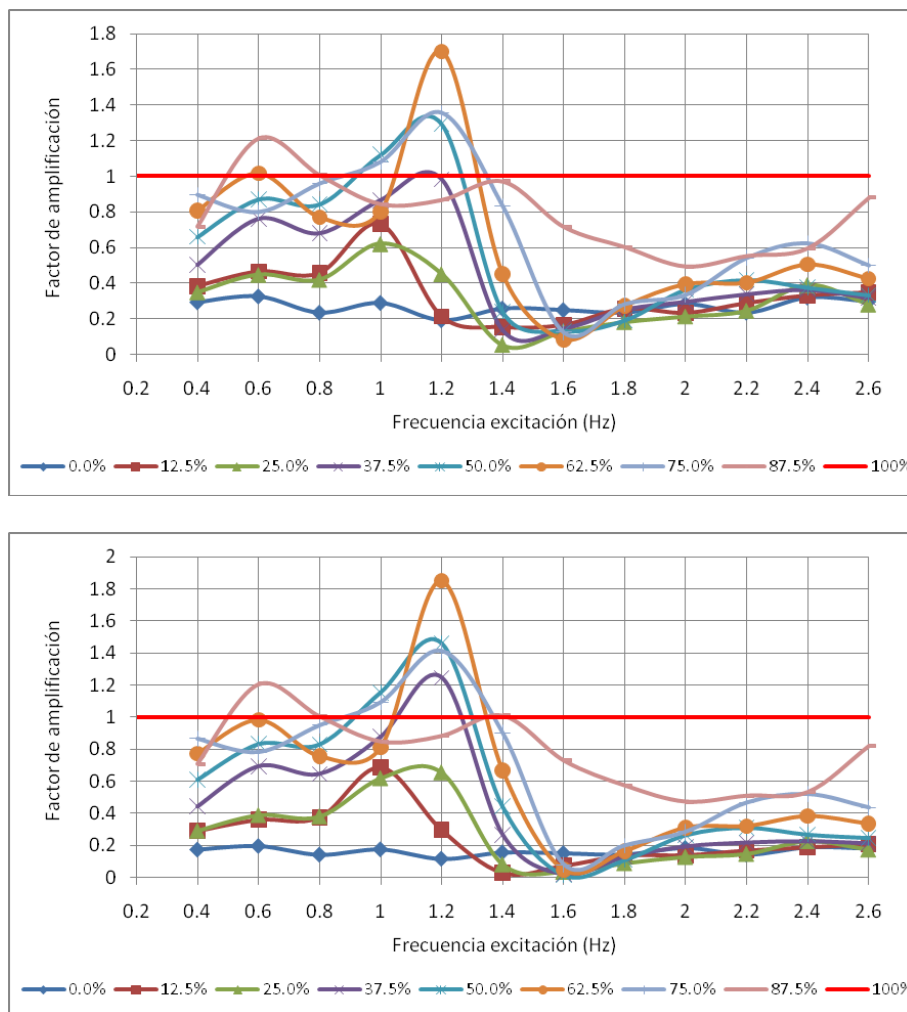


figura 121 Porcentaje de F_y y M_x respecto a la sección llena para sección Circular

En el caso de la sección circular, se ha puede apreciar cómo para frecuencias mayores de 0,8 Hz hasta 1,4 Hz y para factores de llenado comprendidos entre el 50% y el 75%, el factor de amplificación es mayor que la unidad. Para el factor de llenado del 87,5% a frecuencias bajas (0,4-0,6 Hz) se obtiene una amplificación de la fuerza lateral y del momento ligeramente superior al correspondiente a la sección llena.

Comparando la respuesta obtenida en función de la amplitud de la excitación, se puede apreciar en la siguiente gráfica, cómo tampoco se modifica la frecuencia de oscilación aunque sí la amplitud. Hay que señalar la respuesta obtenida al 50% y con

15 mm de amplitud de la excitación, que corresponde al valor máximo.

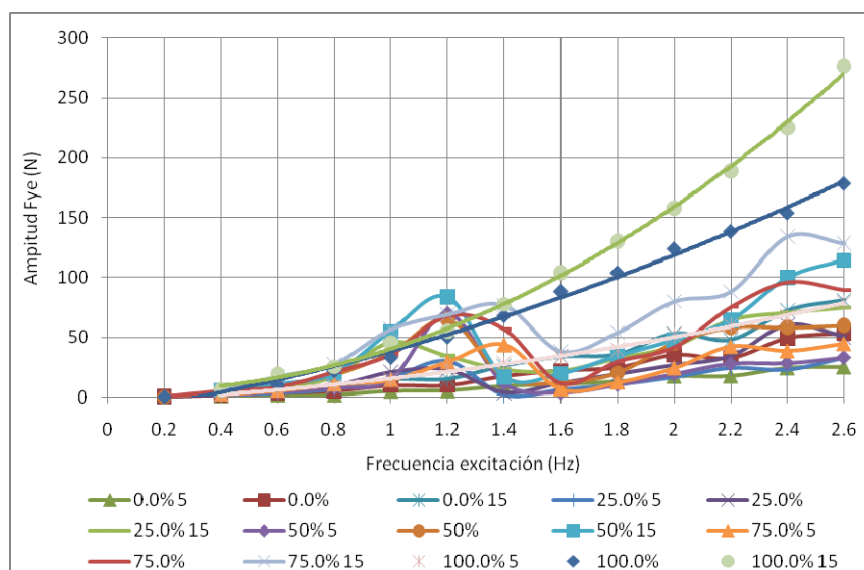


figura 122 Amplitud F_y sección circular, con excitación de 5 10 y 15 m

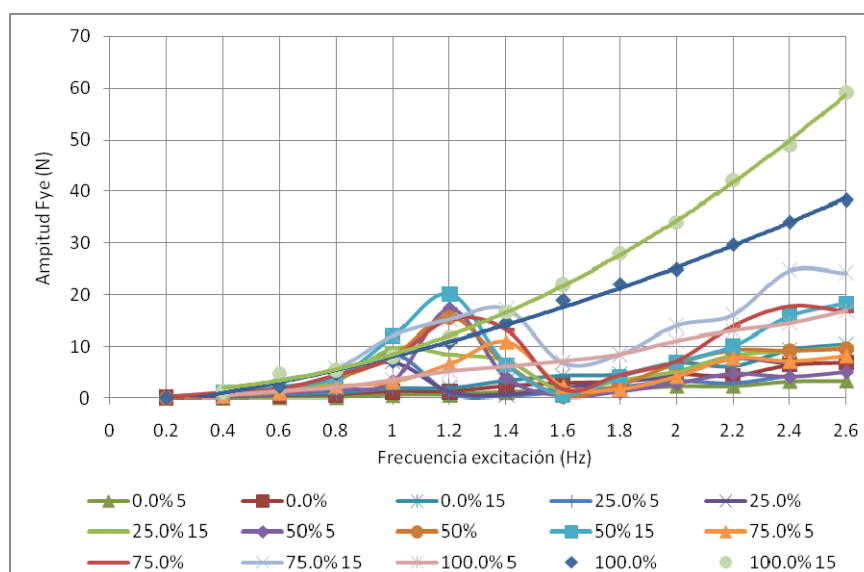


figura 123 Amplitud M_x sección circular, con excitación de 5 10 y 15 m

El factor de amplificación obtenido para este tipo de sección es:

	Fye			Mxe		
	5 mm	10 mm	15 mm	5 mm	10 mm	15 mm
Min	1,03	1,01	1,05	1,15	1,01	1,04
$P^{90\%}$	1,81	1,46	1,62	2,25	1,54	1,77
Máx.	2,88	1,70	1,85	3,34	1,85	2,00

Tabla 7. Factor de amplificación de la fuerza lateral y del momento de vuelco sección Circular

5.3.3.5.4 Fuerzas y momentos en la sección elíptica

En este caso, el factor de llenado que mayor fuerza lateral genera es el 87.5% a 1,2 Hz de frecuencia de excitación, con una frecuencia del primer modo de 1,337 Hz.

Destaca que la amplitud obtenida con el factor de llenado del 37,5% sea superior a la del 50% y el 62,5%, y muy cercana a la del 75%.

Al igual que en casos anteriores, los factores de llenado inferiores al 25% no generan una fuerza lateral significativa.

El momento de vuelco generado por el oleaje es máximo para el factor de llenado del 37,5%.

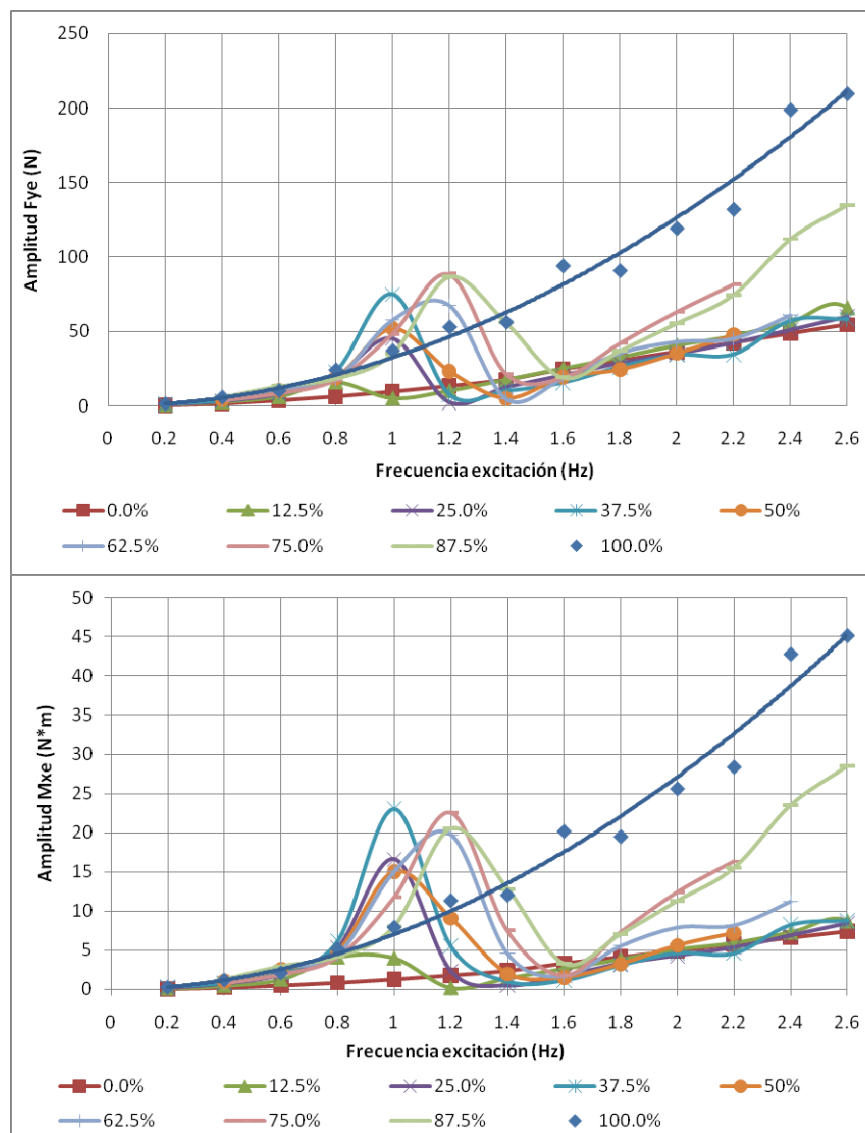


figura 124 Amplitud F_y y M_x sección elíptica

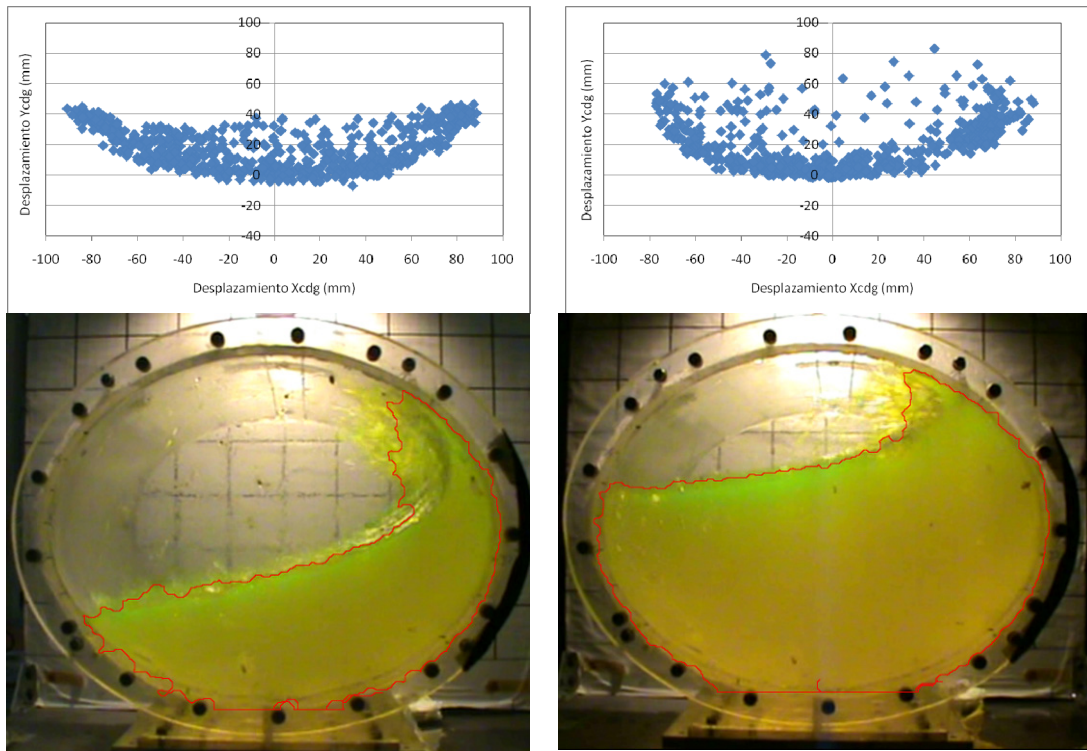
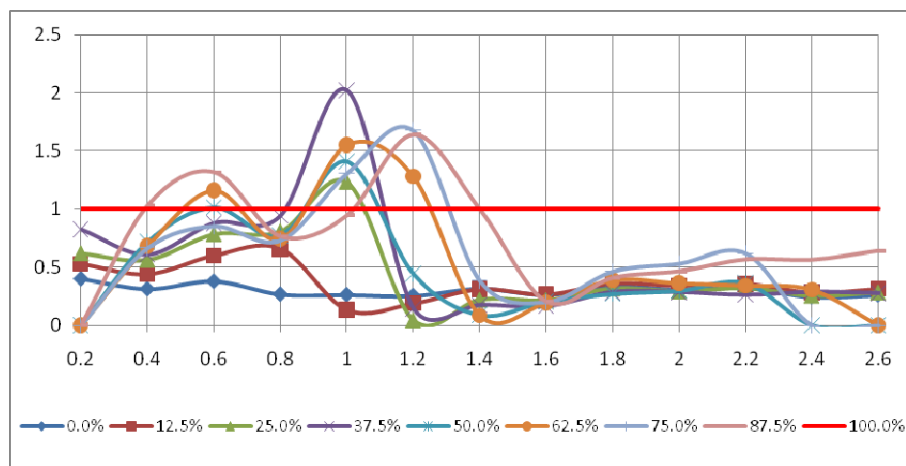


figura 125 Trayectorias del cdg con llenado del 37,5% y del 50% elíptica

En la figura siguiente, se muestra el factor de amplificación. Como se puede apreciar, el valor máximo se obtiene para el factor de llenado del 37,5%, aunque de manera general, todos los factores de llenado comprendidos entre el 25% y el 87%, generan mayor fuerza lateral y momento que la sección completamente llena, para el rango de frecuencias comprendido entre 0,4-1.6Hz.



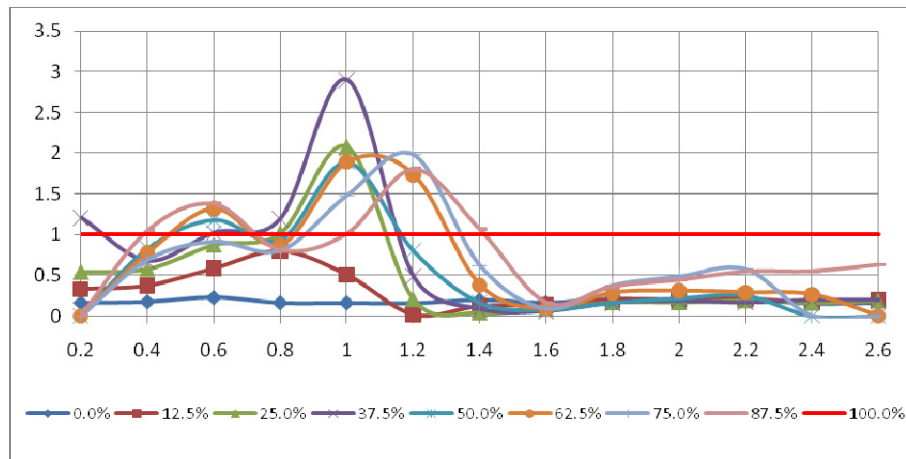


figura 126 Porcentaje de F_y y M_x respecto a la sección llena para sección Elíptica

La respuesta obtenida para el resto de amplitudes de la excitación no modifica la frecuencia de oscilación, aunque lógicamente sí la amplitud, como se puede observar en las siguientes gráficas. El valor máximo de amplitud se produce al 75% de factor de llenado y con 15 mm de amplitud.

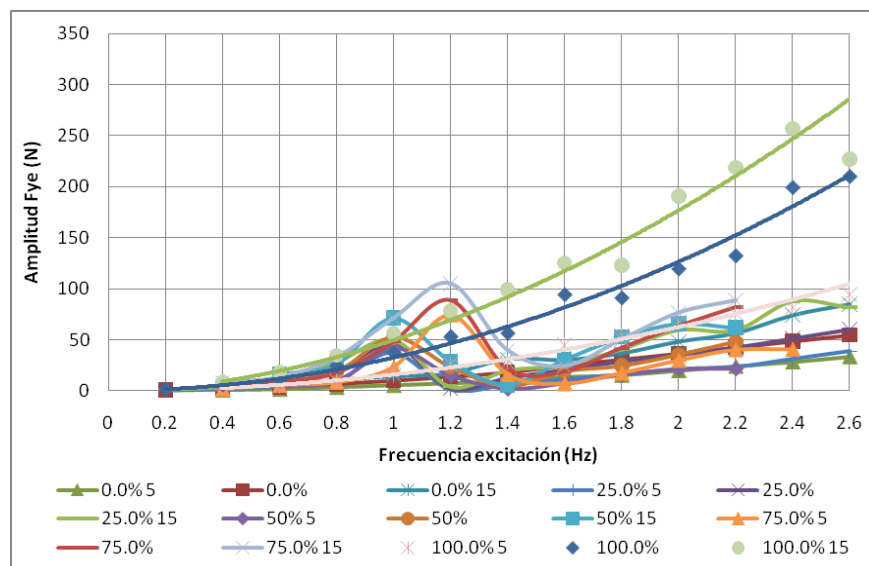


figura 127 Amplitud F_y sección circular, con excitación de 5 10 y 15 m

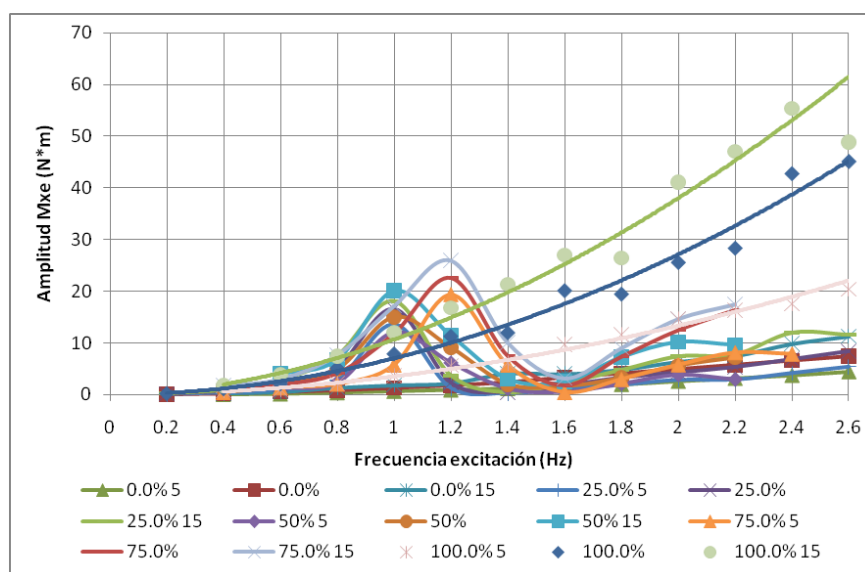


figura 128 Amplitud M_x sección circular, con excitación de 5 10 y 15 m

El factor de amplificación obtenido para este tipo de sección es:

	Fye			Mxe		
	5 mm	10 mm	15 mm	5 mm	10 mm	15 mm
Min	1,03	1,02	1,27	1,10	1,01	1,00
$P^{90\%}$	2,63	1,67	2,00	3,51	2,01	2,31
Máx.	2,85	2,02	2,06	3,72	2,90	2,71

Tabla 8. Factor de amplificación de la fuerza lateral y del momento de vuelco sección Elíptica

5.3.3.6 CONCLUSIONES DEL ANÁLISIS EXPERIMENTAL

En éste apartado se describe las conclusiones obtenidas del análisis teórico experimental realizado con las maquetas a escala.

- ✓ En cuanto a la determinación de la frecuencia fundamental de primer modo de oleaje, se han obtenido las siguientes conclusiones:
 - Se aporta una nueva forma de minimizar el error cometido en la determinación aproximada de la frecuencia, imponiendo un cálculo por umbrales (inferior y superior), que proporciona un error significativamente menor.
- Los valores obtenidos con la estimación por umbrales, han sido validados experimentalmente, obteniéndose una buena correlación entre los valores calculados y los obtenidos mediante ensayos.
- Para la determinación del factor de amortiguamiento del oleaje, se ha

evaluado la aplicación de la técnica del decremento logarítmico, extendida a toda la señal temporal de respuesta libre, obteniéndose su valor mediante el ajuste de la exponencial que determina su envolvente.

- Se ha validado experimentalmente, la ecuación que permite predecir su valor, propuesta por Abramson et al (1966) [2], realizando un ajuste experimental de los coeficientes que la definen.

Los valores de las constantes experimentales propuestos, permiten obtener el valor del amortiguamiento en los tanques en estudio y, como se ha establecido un rango de posible variación de los mismos, es posible extrapolar el cálculo a otras secciones, de la misma tipología, pero de diferentes dimensiones.

- ✓ En lo referente a las fuerzas y momentos originados por el oleaje, se pueden extraer las siguientes conclusiones:
 - Se han evaluado las fuerzas y momentos generados por la carga líquida en el interior del tanque, obteniéndose que, para las cuatro secciones consideradas, desde frecuencias de excitación ligeramente inferiores a la de resonancia y para factores de llenado superiores al 25%, la respuesta del fluido sobrepasa incluso a la de la sección llena.
 - Empleando el percentil del 90%, se han cuantificado los valores del factor de amplificación de fuerza y momento debidos al oleaje para las cuatro secciones en estudio.
 - Dependiendo de la amplitud de la excitación y la respuesta analizada (fuerza lateral o momento), se producen pequeñas variaciones en la clasificación entre ellas (figura 129), siendo la rectangular y la elíptica las que mayor factor de amplificación presentan
 - Si se consideran de manera global, la que mayor factor de amplificación presenta es la rectangular, seguida de la elíptica. Con un valor sensiblemente inferior se sitúa la ovalada y finalmente, la que menor factor de amplificación presenta es la circular.

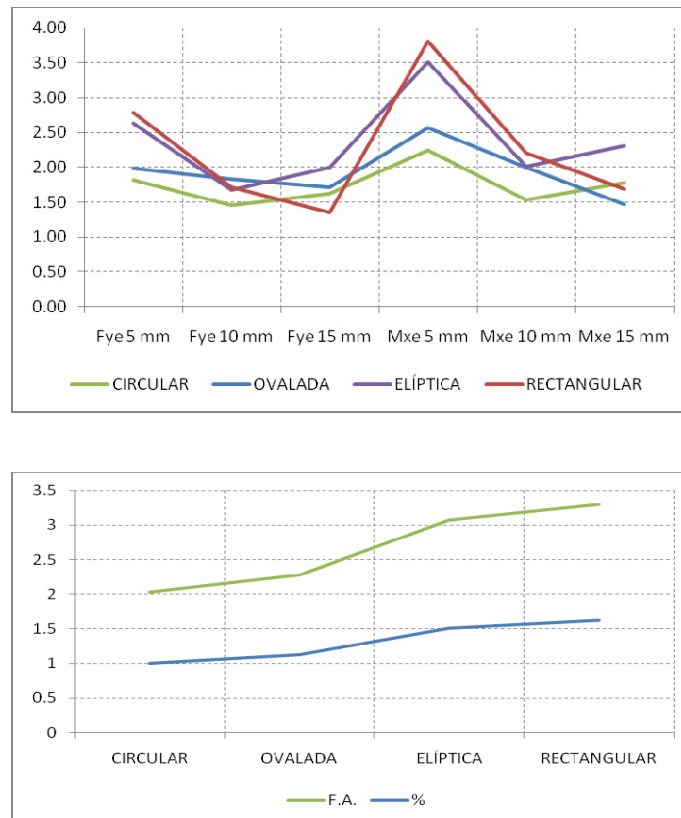


figura 129 Factor de amplificación de las secciones

Como todos los ensayos se han llevado a cabo empleando las geometrías de virola descritas, variando la frecuencia de excitación desde en el intervalo de 0,4 Hz a 2,6 Hz, estando la menor frecuencia natural del oleaje contenida dentro del mismo, se ha podido observar, cómo con frecuencias de excitación cercanas a la fundamental, aparecía un claro efecto respuesta pulsante o batidos (en terminología inglesa “beating”), mostrado en la figura 130 y figura 131.

Esta respuesta, se puede interpretar como un movimiento armónico, con una frecuencia angular promedio de las dos, como se corrobora con el análisis de frecuencia, donde aparecen ambas, la menor frecuencia de oleaje y la de la excitación forzada, conforme ya indicaba Faltinsen et al (1999)[76]. Esto implica que una solución de las ecuaciones estacionarias presentadas por Faltinsen et al (1974-78 y 1999) ([72][73][74] y Solaas et al[208] no se puede usar, por lo que para su modelización es necesario recurrir a modelos simplificados mediante analogías o elementos finitos.

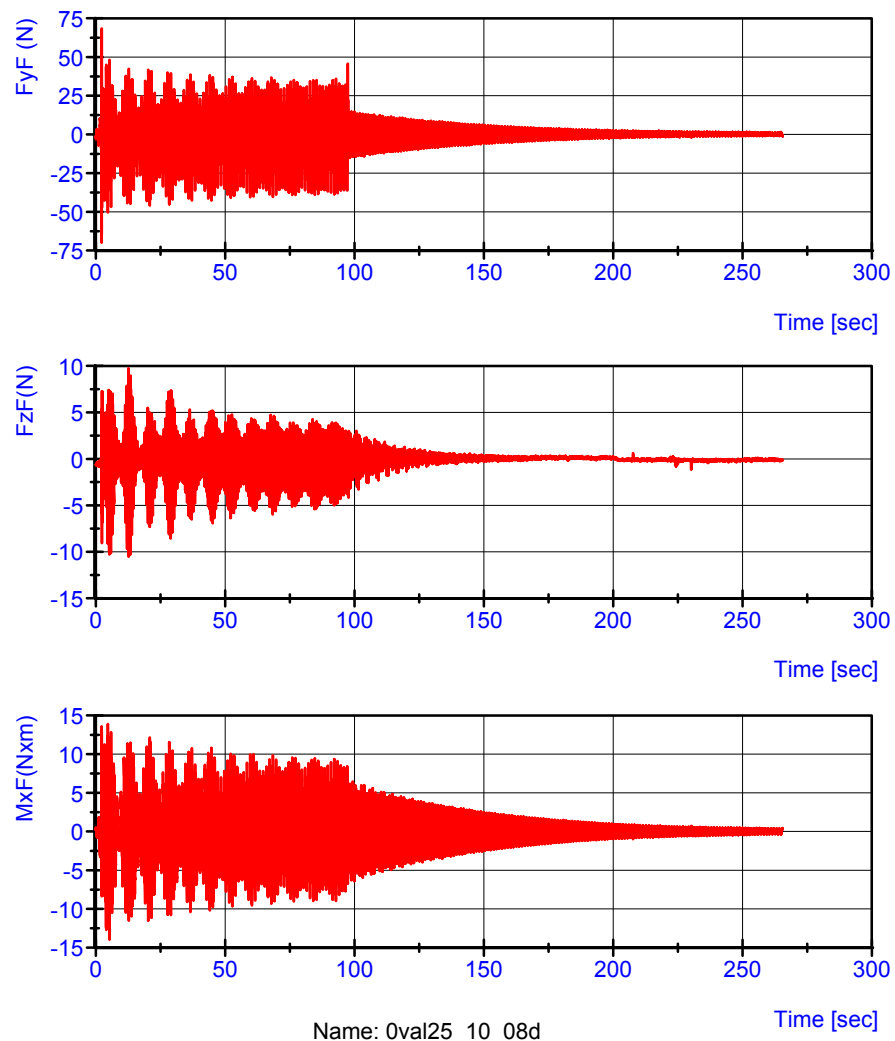


figura 130 Ejemplo de señal temporal con respuesta pulsante o "beating"

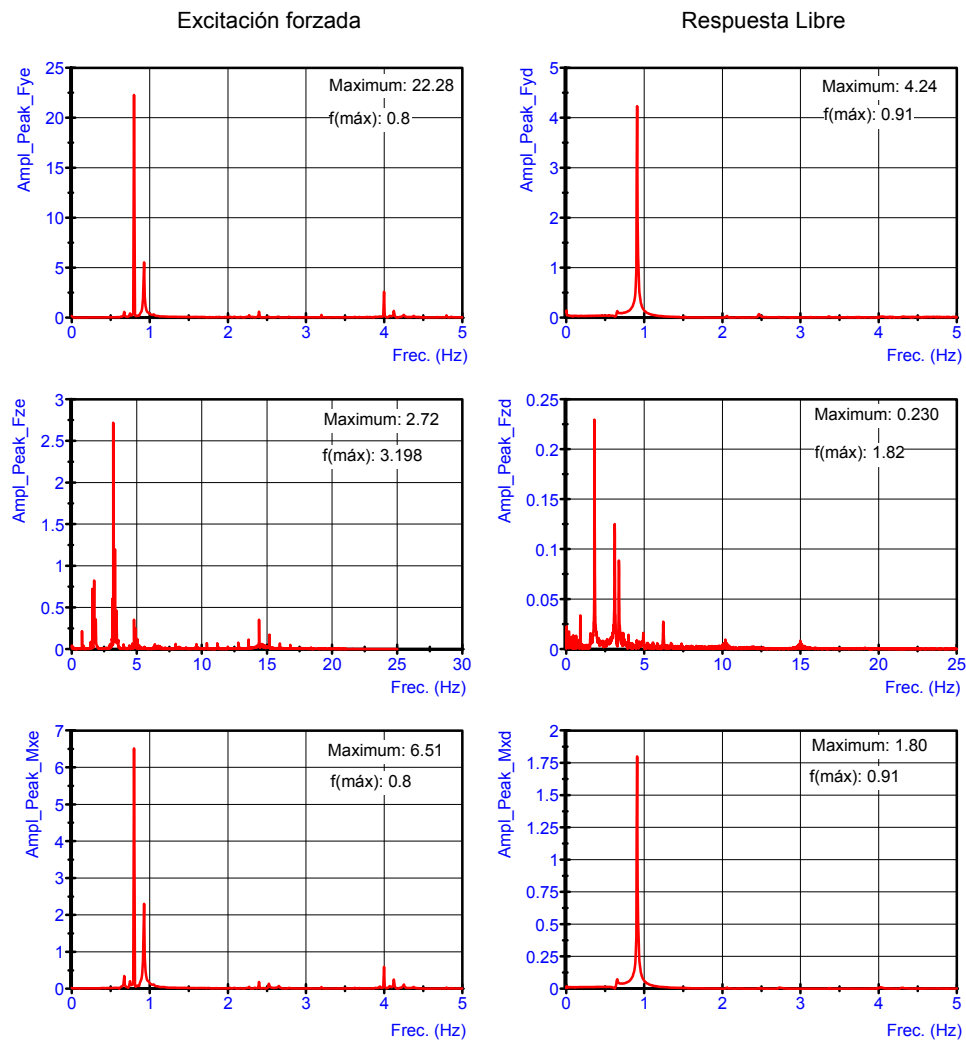


figura 131 Ejemplo de respuesta pulsante o "beating", en el dominio de la frecuencia

Además, se propone una herramienta para la posterior correlación con modelos de simulación, determinando la trayectoria seguida por el centro de gravedad de la masa de agua, así como también la forma de la ola, basada en el tratamiento digital de las imágenes que, como se ha mostrado, supone una manera sencilla y de bajo coste, para la instrumentación de éste tipo de ensayos.

5.4 INFLUENCIA EN CONDICIONES DINÁMICAS

5.4.1 MÉTRICAS DE VALIDACIÓN DE ENSAYOS

La comparación entre resultados experimentales y de simulaciones es una tarea diaria para los analistas. Sin embargo, los tipos y métodos varían ampliamente, así como también los calificadores y cuantificadores del grado de similitud entre ambos resultados. Además el término común de "buen ajuste" es subjetivo. El más común

es el error relativo, sin embargo, en series temporales es frecuente encontrar metodologías que evalúan el error en el valor máximo y el desfase temporal entre ambos. En esta tesis se propone el empleo de las métricas de validación propuestas por Sprague & Geers (2003)[211] que desarrolla Schwer et al (2007)[202]según la cual, para dos secuencias temporales $m(t)$ y $s(t)$ se definen las siguientes integrales, siendo (t_2-t_1) el intervalo de tiempo de las secuencias temporales a comparar.

$$\begin{aligned} \nu_{mm} &= (t_2 - t_1)^{-1} \int_{t_1}^{t_2} m^2(t) dt \\ \nu_{ss} &= (t_2 - t_1)^{-1} \int_{t_1}^{t_2} s^2(t) dt \\ \nu_{ms} &= (t_2 - t_1)^{-1} \int_{t_1}^{t_2} m(t) \cdot s(t) dt \end{aligned} \quad [\text{Ec. 5.30}]$$

Definiéndose un error en magnitud, que no es afectado por discrepancias de fase, dado por la expresión siguiente, que representa el ratio del área bajo el cuadrado de las señales medidas y simuladas. Con el substraendo (-1) produce que cuando las dos señales sean idénticas el valor sea cero.

$$M_{sg} = \sqrt{\frac{\nu_{ss}}{\nu_{mm}}} - 1 \quad [\text{Ec. 5.31}]$$

El error en fase se define por la expresión [Ec. 5.32], que al igual que antes es independiente del error en fase y toma valor cero cuando $m(t)=s(t)$.

$$P_{sg} = \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \left(\frac{\nu_{ms}}{\sqrt{\nu_{ss} \cdot \nu_{mm}}} \right) \quad [\text{Ec. 5.32}]$$

Finalmente, se da un error combinado mediante un valor numérico que representa de manera conjunta el error en amplitud y fase.

$$C_{sg} = \sqrt{M_{sg}^2 + P_{sg}^2} \quad [\text{Ec. 5.33}]$$

Para poder valorar cualitativamente los resultados que se obtienen con la métrica de validación empleada, se muestra a continuación un ejemplo, aplicado sobre una señal sinusoidal en la que se varía la amplitud y la frecuencia ($\pm 2,5\%$), y se introduce un desfase de 0,15 segundos.

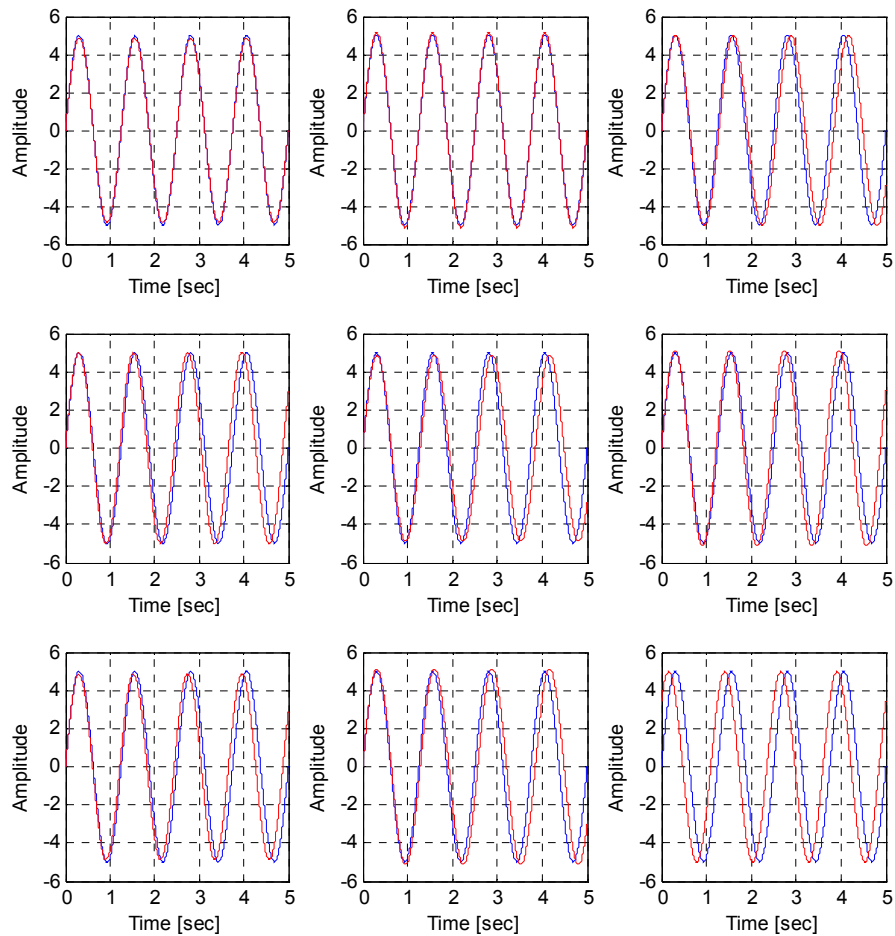


figura 132 Señales de ejemplo del resultado de la métrica de validación empleada

	-2.5% A	+2.5 A	-2.5% f	+2.5 f	-2.5% A -2.5 f	+2.5% A +2.5 f	-2.5% A +2.5 f	2.5% A -2.5 f	$\Phi=0.15$ seg
Msg	-0.03	0.02	0.01	-0.01	-0.02	0.02	-0.03	0.03	0
Psg	0	0	0.11	0.12	0.11	0.12	0.12	0.11	0.24
Csg	0.03	0.02	0.11	0.12	0.11	0.12	0.12	0.12	0.24

5.4.2 ANALOGÍAS MECÁNICAS DE PÉNDULO

Según propuso Abramson et al(1966)[2] y más recientemente Ibrahim (2005)[103], es posible evaluar las fuerzas debidas a la presión hidrodinámica del líquido contenido en un tanque mediante dos componentes:

Una, proporcional a la aceleración del tanque, que es causada por parte del fluido que se mueve al unísono con el tanque, que puede ser representada por una masa suspendida.

Otra componente, conocida como “presión convectiva” que experimenta oleaje

en la superficie libre, puede ser simulada mediante analogías mecánicas, como masa-muelle o masa suspendida de un péndulo.

De acuerdo con esta propuesta de simulación de la acción dinámica del fluido, se plantea la extensión de la misma a las secciones de virola en estudio y dado que no hay una formulación matemática para determinar los parámetros que la definen (masas, amortiguamiento y longitud del péndulo), éstos serán estimados en base a los resultados experimentales realizados.

A continuación se describe la analogía mecánica empleada para reproducir la acción del oleaje del fluido dentro de la virola.

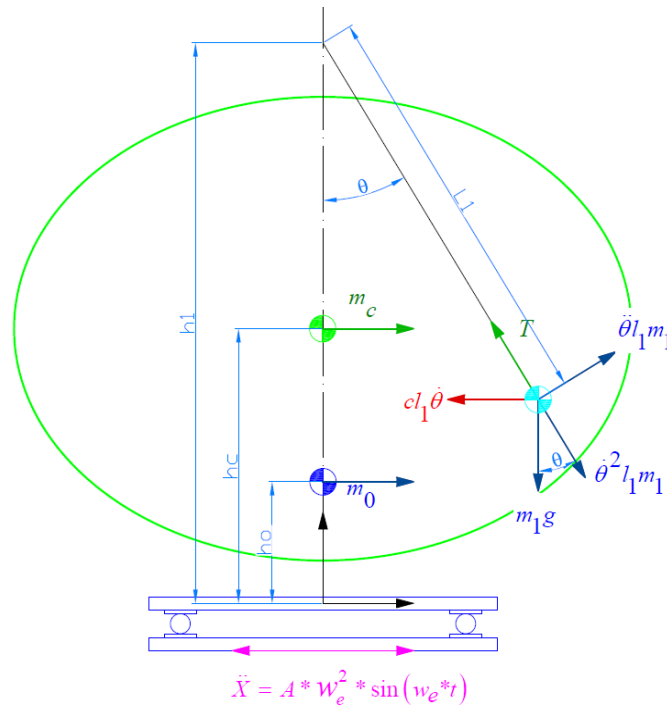


figura 133 Esquema de fuerzas de una masa oscilante

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{L_1 m_1} [m_1 \ddot{X} \cos \theta - c l_1 \dot{\theta} \cos \theta - m_1 g \sin \theta] \quad [\text{Ec. 5.34}]$$

$$T = L_1 m_1 \dot{\theta}^2 + m_1 g \cos \theta + m_1 \ddot{X} \sin \theta - c L_1 \dot{\theta} \sin \theta \quad [\text{Ec. 5.35}]$$

$$F_y = T \sin \theta + (m_0 + m_c) \ddot{X} \quad [\text{Ec. 5.36}]$$

$$F_z = T \cos \theta + (m_0 + m_c) g \quad [\text{Ec. 5.37}]$$

$$M_x = T \sin \theta h_1 + (m_0 h_0 + m_c h_c) \ddot{X} \quad [\text{Ec. 5.38}]$$

Por otra parte, en los casos en los que existan grandes no linealidades, debidas

principalmente a rápidos cambios de velocidad, asociados a presiones de impacto hidrodinámico de una parte del líquido cercano a la superficie del tanque. Los cambios de velocidad del fluido en la superficie libre son tratados normalmente como saltos de instantáneos velocidad, este efecto puede ser reproducido mediante un péndulo que impacta con las paredes del recipiente, Pilipchuk et al(1997)[164] e Ibrahim (2005)[103].

El tratamiento analítico puede ser reproducido mediante una restricción del giro efectuado por el péndulo $|\theta| \leq \theta_0$ y las componentes de fuerza y momento generadas por el impacto, así como el coeficiente de restitución, pero éste tipo de restricción obliga a calcular la solución en los puntos de interacción $\{t: \theta(t) = \pm\theta_0\}$ con un valor del ángulo a priori desconocido, según propone Philipchuk [164].

Considerando una función de la energía potencial del impacto que tome valores pequeños en el intervalo $|\theta| < \theta_0$ y suficientemente grandes en las proximidades de los puntos de contacto $|\theta| \cong \theta_0$ como la siguiente:

$$\Pi_i(\theta) = \frac{b\theta_0}{2n} \left(\frac{\theta}{\theta_0} \right)^{2n} \quad (5.39)$$

Con $n \gg 1$.

La fuerza de interacción viene dada por (5.40), siendo el contacto entre sólidos rígidos, exactamente en la frontera cuando $n \rightarrow \infty$. Si el exponente $2n-1$ es suficientemente grande pero finito, no se produce exactamente en los puntos $|\theta| = \pm\theta_0$, lo que equivale a suponer que la masa del péndulo no es absolutamente rígida, admitiendo pequeñas deformaciones:

$$F_i = \frac{d\Pi_i(\theta)}{d\theta} = b \left(\frac{\theta}{\theta_0} \right)^{2n-1} \quad (5.40)$$

La fuerza disipada se puede aproximar por la expresión (5.41), donde d es una constante y $p \gg 1$ pero distinto de n .

$$F_d = d \left(\frac{\theta}{\theta_0} \right)^{2p} \dot{\theta} \quad (5.41)$$

Por lo tanto la analogía mecánica con una masa oscilante se corresponde con la

ecuación (5.42) como sigue:

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{l_1 m_1} \left[-m_1 \ddot{X} \cos \theta + c l_1 \dot{\theta} \cos \theta + m_1 g \sin \theta + b \left(\frac{\theta}{\theta_0} \right)^{2n-1} \cos \theta + d \left(\frac{\theta}{\theta_0} \right)^{2p} \dot{\theta} \cos \theta \right] \quad (5.42)$$

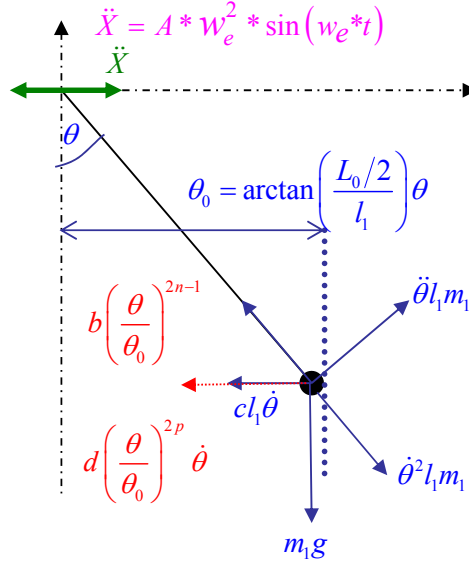


figura 134 Esquema del péndulo amortiguado con impacto disipativo

5.4.3 DETERMINACIÓN ANALÍTICA DE LOS PARÁMETROS DEL PÉNDULO.

Como se ha comentado en el capítulo cuarto, dado que la determinación de las fuerzas y momentos generados por el oleaje se ha basado tradicionalmente en la teoría de campo potencial de velocidades, para la cual únicamente hay solución en secciones rectangulares, la determinación de los parámetros que definen la analogía para las secciones consideradas en este trabajo, no es posible realizarla de manera exacta.

Si tenemos en cuenta la metodología propuesta por Romero et al (2003)[188], basada en la determinación de un área rectangular equivalente, que ya ha sido empleada en la determinación de la frecuencia del primer modo anti simétrico del oleaje, se podría extender su uso a esta aplicación.

Lógicamente, se cometerá un error, por cuanto las geometrías consideradas en este trabajo difieren de la rectangular, pero como primera aproximación se propone su empleo, para posteriormente validar con los resultados experimentales.

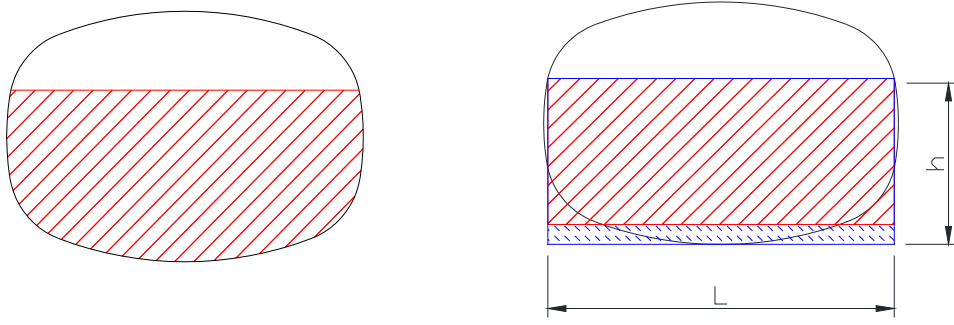


figura 135 Área de cálculo real y equivalente por umbrales

Para la determinación de los parámetros, se ha generado una rutina de cálculo que, partiendo de la geometría de virola en estudio, determina en incrementos de altura de un milímetro, la posición de la superficie libre, el área mojada y sus características inerciales. Con estos datos es posible emplear las expresiones propuestas por Abramson et al (1966)[2] y recogidas en el libro de Ibrahim (2005)[103] (figura 16).

$$m_n = \frac{8\rho L^2}{(2n-1)^3} \tanh\left((2n-1)\frac{\pi h}{L}\right) \quad [\text{Ec. 5.43}]$$

$$m_0 = \rho L h - \sum_{n=1}^{\infty} m_n \quad [\text{Ec. 5.44}]$$

$$l_n = \frac{L}{(2n-1)\pi} \coth\left((2n-1)\frac{\pi h}{L}\right) \quad [\text{Ec. 5.45}]$$

$$h_n = -\left(l_n + \frac{h}{2} - \frac{2L}{(2n-1)\pi} \tanh\left((2n-1)\frac{\pi h}{L}\right)\right) \quad [\text{Ec. 5.46}]$$

$$H_n = h - L_n \quad [\text{Ec. 5.47}]$$

$$h_0 = \sum \frac{m_n (H_n - l_n)}{m_0} \quad [\text{Ec. 5.48}]$$

Particularizando para las geometrías consideradas en este trabajo, los valores de los parámetros de la analogía mecánica de péndulo son los mostrados en las siguientes gráficas.

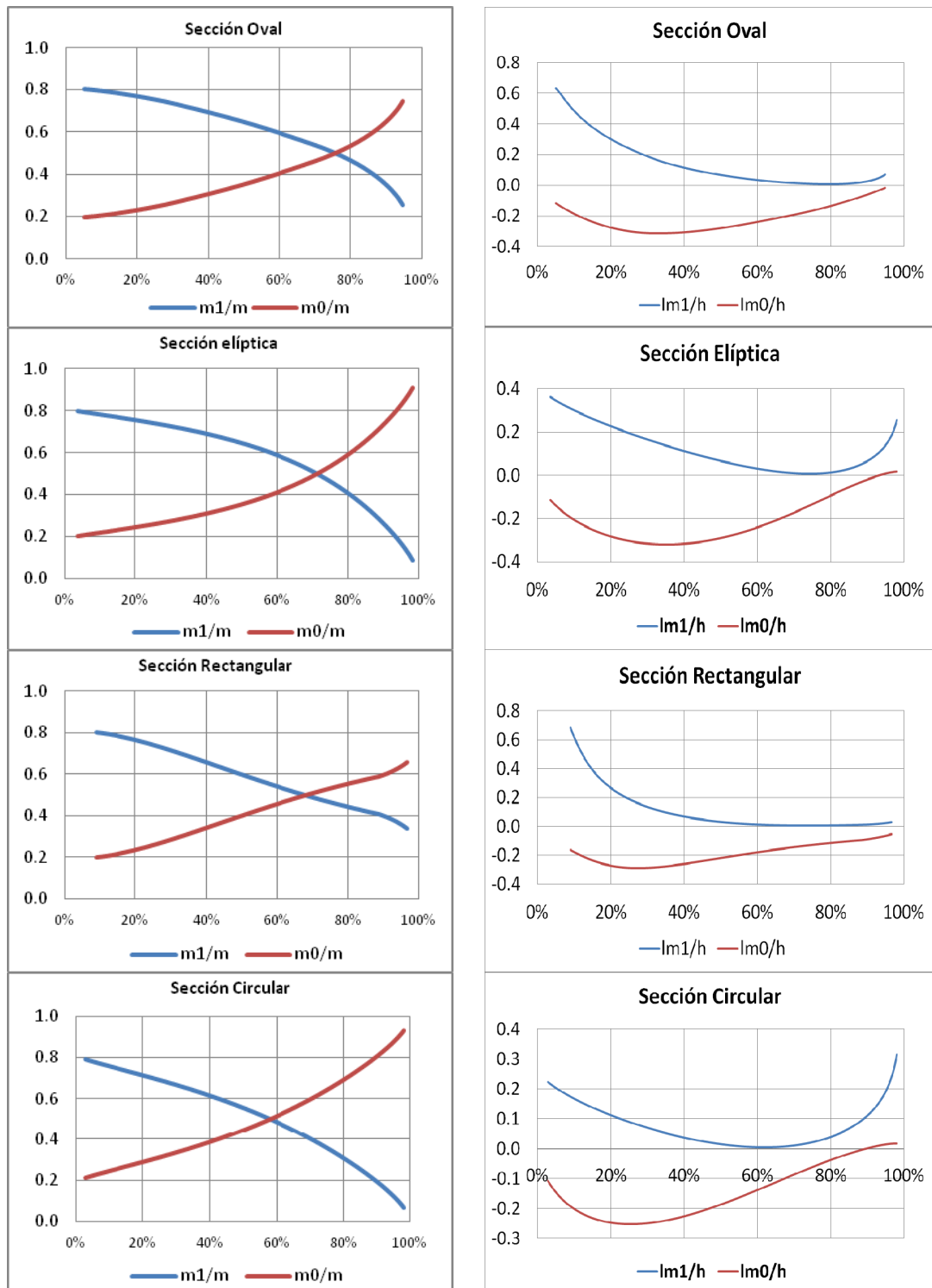


figura 136 Masas efectiva y suspendida y posición relativas

5.4.4 PROCEDIMIENTO DE IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS

Dado que no es posible determinar de manera exacta los parámetros que definen la analogía mecánica del oleaje, surge la necesidad de estimar el valor de los mismos en base a los ensayos dinámicos realizados con maquetas a escala.

En la literatura es posible encontrar numerosos artículos sobre técnicas de identificación de parámetros y de operadores de estado. Atendiendo a su utilidad para la estimación de parámetros en sistemas mecánicos similares a la analogía propuesta, se pueden distinguir las siguientes metodologías:

- Basadas en la propiedad de que muchos sistemas dinámicos son lineales respecto a sus parámetros, se puede reformular el sistema como un conjunto de ecuaciones, donde los parámetros son las incógnitas, pero tiene el inconveniente de que no todos los parámetros pueden ser identificados, puesto que pueden existir dependencias entre ellos.
- Basadas en los filtros de Kalman [111], que en base a dos matrices de covarianza de la medida y de la señal simulada, determina una ganancia y realiza una predicción del valor del parámetro, por lo que las estimaciones son estadísticamente óptimas con respecto a cualquier función cuadrática de estimación.

Sin embargo, su uso está fundamentalmente orientado a la estimación de estados, la estimación de parámetros se realiza añadiendo más estados invariantes en el tiempo. Además requiere definir correctamente las matrices de covarianza de la medida y la simulación, por cuanto sus valores afectan a la estimación, que en ocasiones son objeto de una implementación en cascada de otro filtro o hacen uso de redes neuronales para su definición.

- Técnicas de optimización, como la formulada por Levenberg-Marquardt [59] que es un método iterativo que busca el mínimo de una función de error, expresada como suma de los cuadrados de funciones no lineales. El método usa una combinación del método de la mayor pendiente de descenso cuando la solución actual está lejos de la exacta y cambia al método de Gauss-Newton cuando la solución está cercana al valor real. Los nuevos valores (X_{new}) son determinados en base a un intervalo de confianza de los antiguos.

$$\min_{x_{new}} \frac{1}{2} \|F(x_{new}) + J(x_{old})(x_{new} - x_{old})\|^2$$

Sujeta a:

[Ec. 5.49]

$$\|x - x_{old}\| \leq \Delta_{old}$$

Siendo J el jacobiano de la matriz F(x). La ventaja de este método es que sólo utiliza en el algoritmo de estimación, la ecuación del sistema, aproximando el valor del jacobiano mediante diferencias finitas.

Se ha elegido éste último método, por cuanto únicamente requiere de un modelo matemático del sistema a simular, resulta flexible y al igual que el filtro de Kalman, está sujeto a imponer unas condiciones iniciales (valores iniciales de los parámetros a estimar).

Como variables a comparar entre modelo y ensayo, se han seleccionado los valores de fuerza transversal y de momento, con mayor ponderación que la fuerza vertical, al definir la función de coste a minimizar. El esquema del proceso y del modelo se muestra en las siguientes figuras.

El procedimiento seguido ha consistido en generar, del archivo de datos experimentales, la curva de aceleración, en base al registro del recorrido del carro, que sirve de excitación al sistema. Para cada ensayo se introducían el valor de los parámetros iniciales y se ejecutaba la rutina de estimación hasta que se obtenían unos resultados lógicos.

Como el valor obtenido es un mínimo local, depende de los valores iniciales, por lo que, cuanto más cerca estén del valor objetivo, mejor y más rápida es la estimación, repitiendo el proceso hasta confirmar la correcta identificación de los valores.

En el caso de que no se disponga de datos experimentales, también es posible determinar los valores partiendo de los resultados de un análisis por dinámica de fluidos computacional, convenientemente validado, que será objeto de análisis en el siguiente punto de este trabajo.

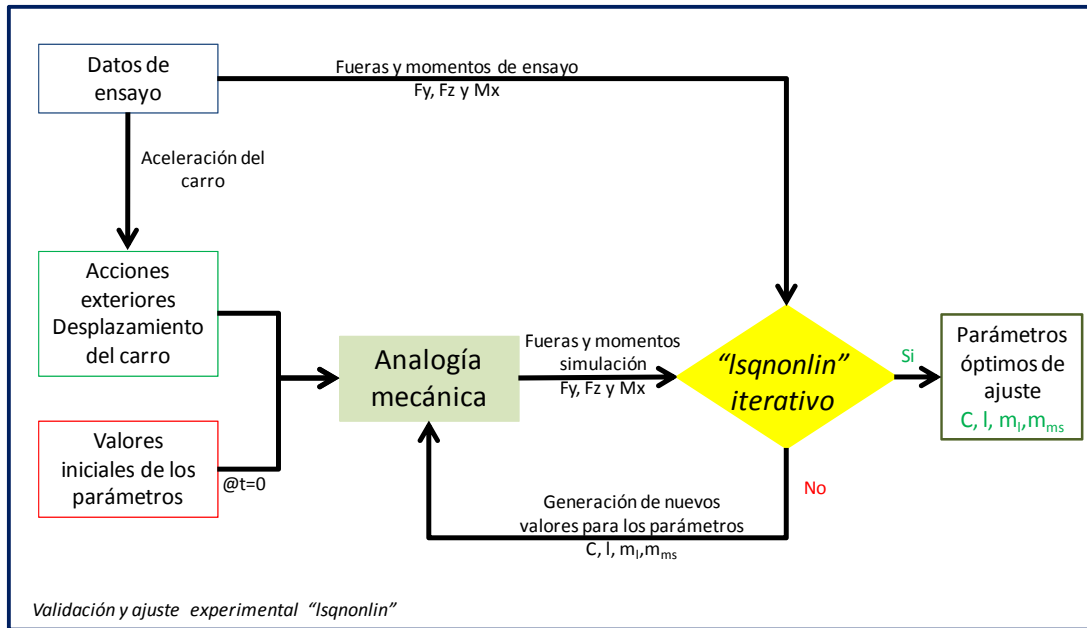


figura 137 Esquema de estimación de los parámetros

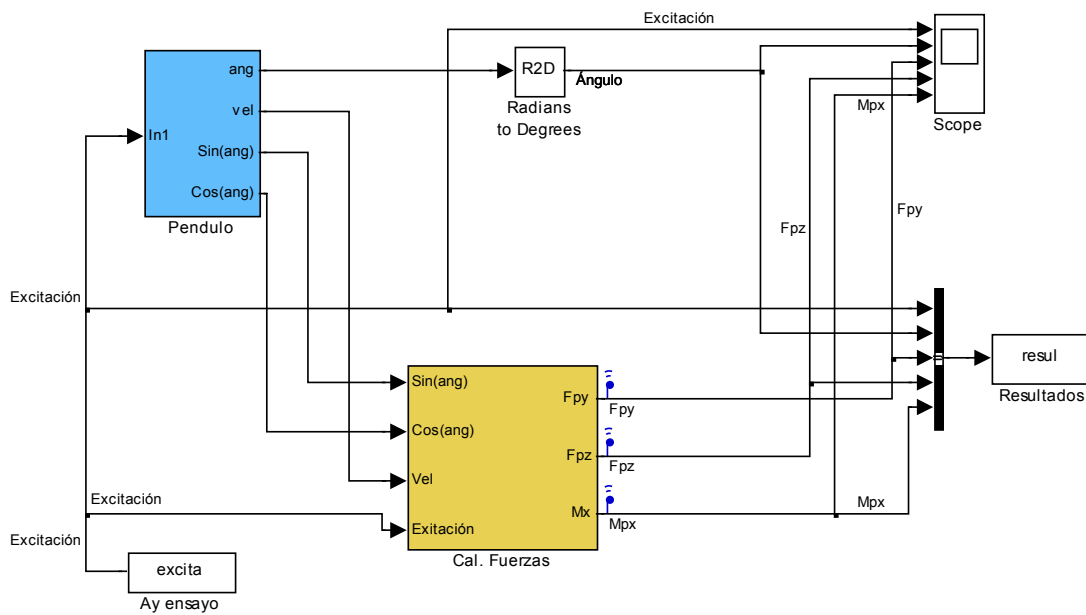


figura 138 Modelo de Simulación de la analogía

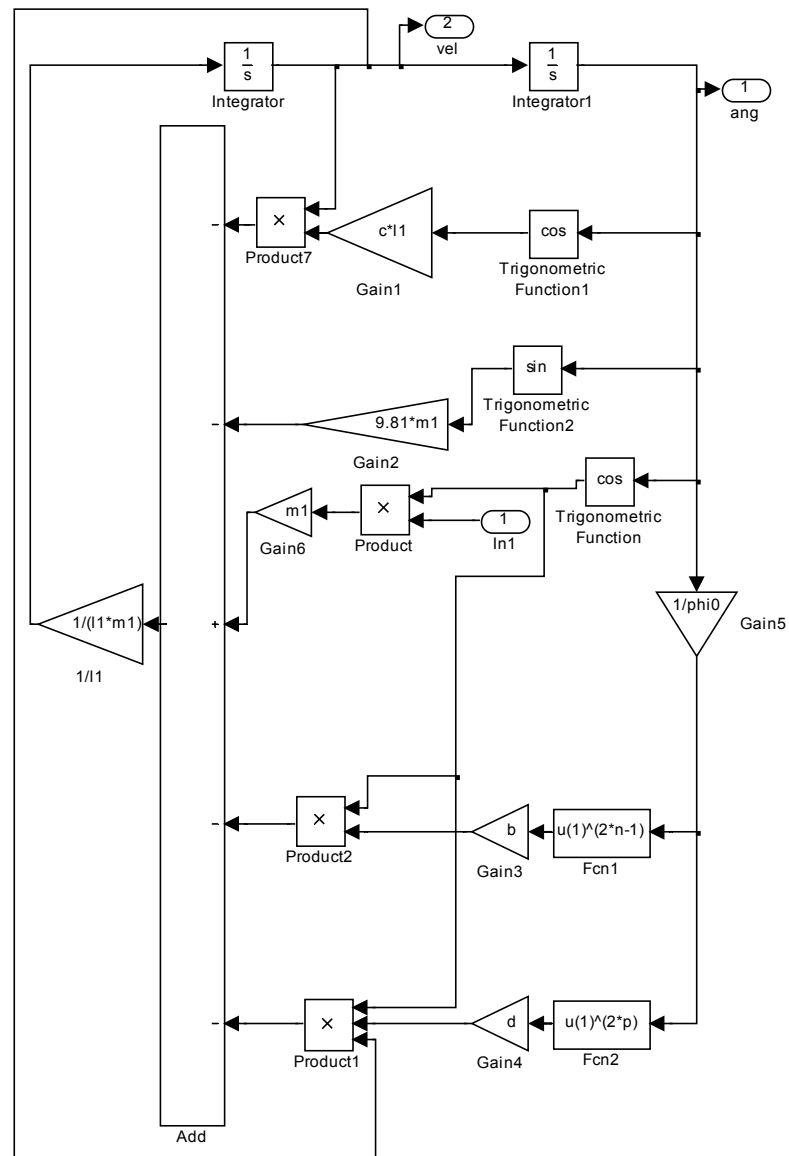


figura 139 Ecuación del péndulo no lineal con efecto disipativo e impacto

El valor de los parámetros n y p , no pueden ser determinados analíticamente, conforme indicaban Al Sayad et al (1999)[201], limitando el recorrido libre de la masa oscilante a los ángulos mostrados en la tabla siguiente.

f.d.11. 50%	Phi0	b	d	n	p
Ovalada	22,47	5,11	22,47	5	4
Elíptica	25,52	1,86	44,06	5	4
Rectangular	36,52	1,03	12,06	5	4
Circular	42,85	6,87	44,98	5	4

Tabla 9. Parámetros del término del impacto disipativo

5.4.5 RESULTADOS DE LA DETERMINACIÓN DEL VALOR DE LOS PARÁMETROS

A continuación se exponen los resultados obtenidos de la identificación iterativa de valor de los parámetros que definen la analogía mecánica.

5.4.5.1 SECCIÓN OVALADA

Se muestran los resultados experimentales, de fuerza lateral y momento de vuelco, tanto en el dominio temporal como en el de la frecuencia, junto con los de la analogía mecánica y como se puede apreciar, el error cometido es pequeño, según la métrica de validación empleada, los errores cometidos son:

(%)	Error en amplitud	Error de fase	Error combinado
Fuerza lateral	-1,34	3,84	4,07
Momento de Vuelco	2,22	4,24	4,78

Tabla 10. Error cometido empleando la analogía mecánica. Sección ovalada

Para el resto de frecuencias de excitación, los errores son pequeños, como se puede apreciar en la figura 142 y figura 143.

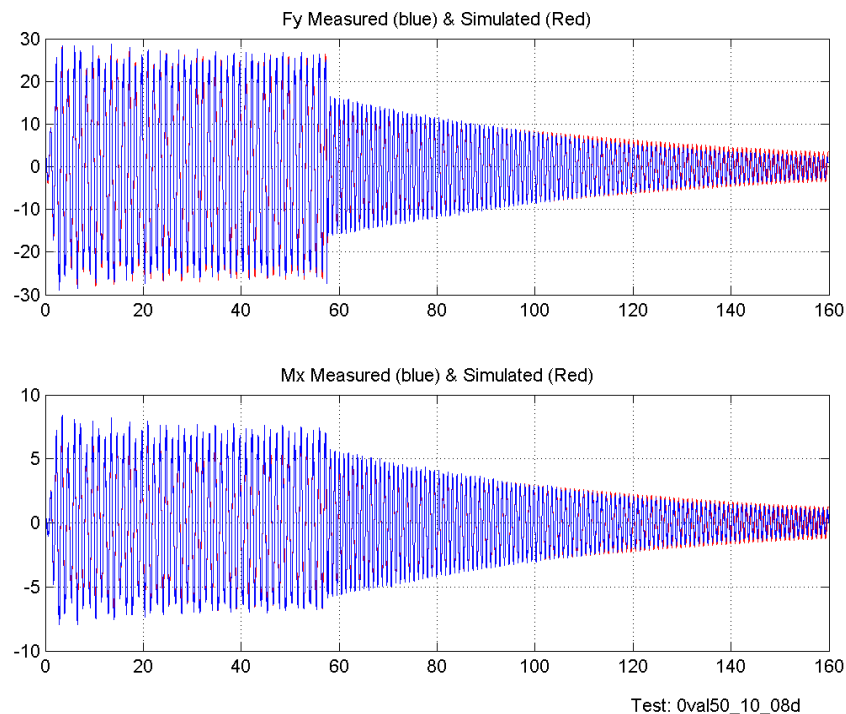


figura 140 Comparación entre Fy y Mx experimental y simulada. Sección Oval

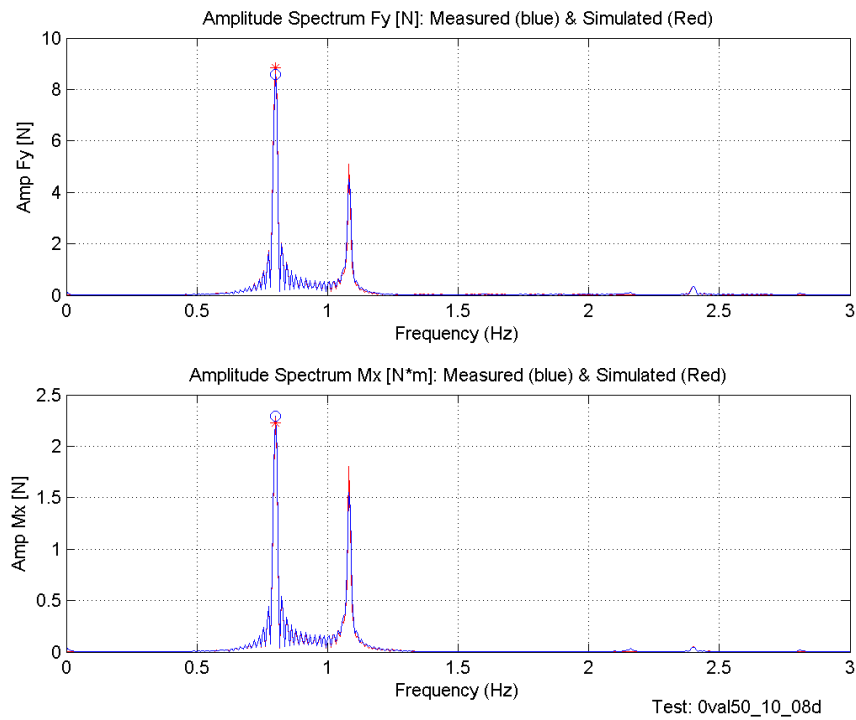


figura 141 Comparación entre FFT de F_y y M_x experimental y simulada. Sección Oval

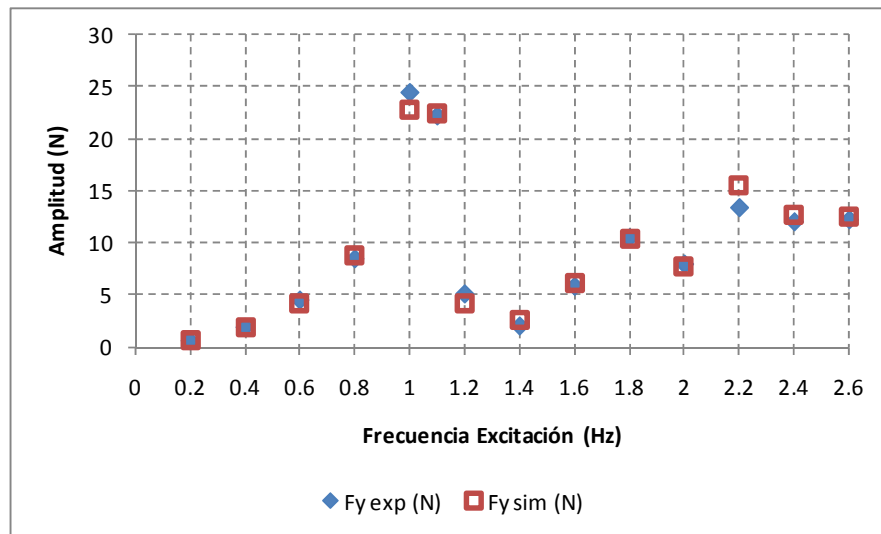


figura 142 FFT de F_y de la señal completa. Sección Oval. F.d.11. 50%. Pico de excitación.

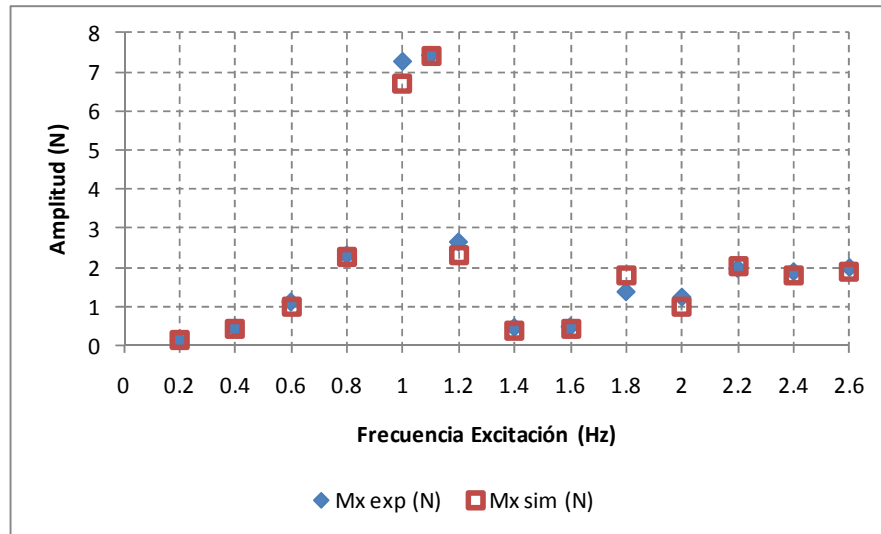


figura 143 FFT de Mx de la señal completa. Sección Oval. F.d.l. 50%. Respuesta libre

5.4.5.2 SECCIÓN CIRCULAR

En este caso, aun siendo una de las secciones para las que existen valores teóricos de los parámetros de la analogía mecánica, se ha procedido de manera similar, demostrándose que la metodología propuesta para la estimación del valor de los mismos, permite igualmente su aplicación en ésta geometría.

(%)	Error en amplitud	Error de fase	Error combinado
Fuerza lateral	2,10	3,66	4,22
Momento de Vuelco	4,44	6,36	7,75

Tabla 11. Error cometido de la estimación sección Circular 65,5% f.d.l. Amp. 15 mm y frecuencia 10 Hz

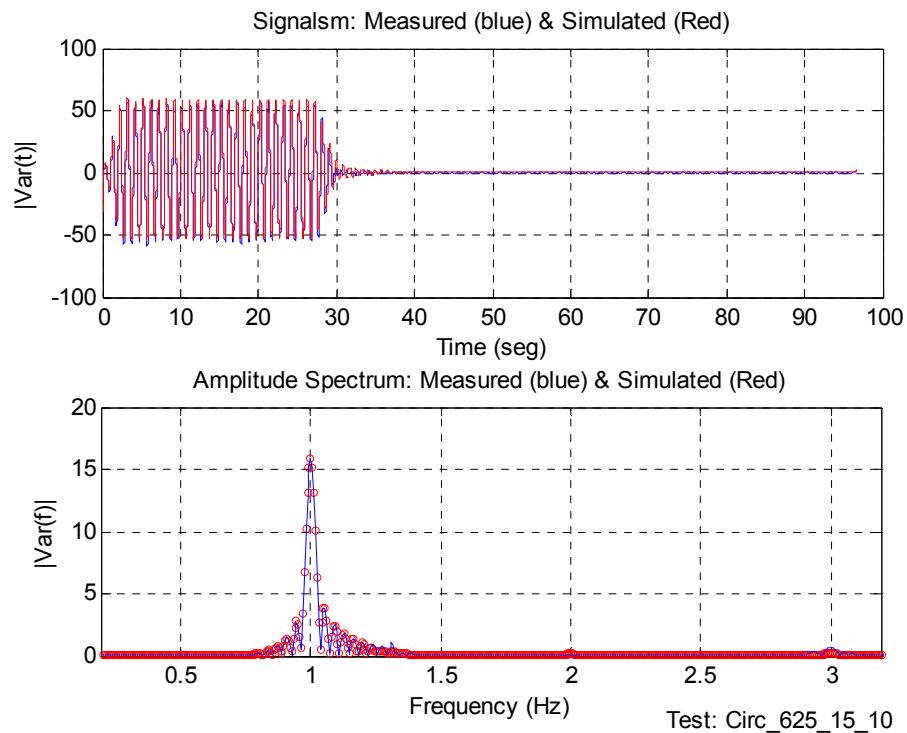


figura 144 Comparación entre F_y experimental y simulada. Sección Circular

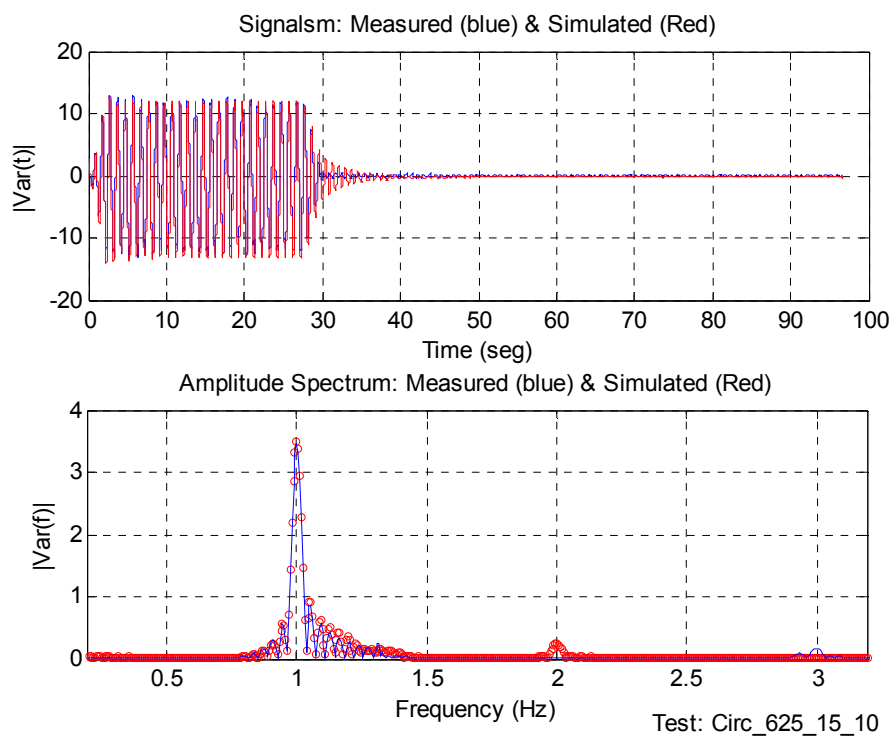


figura 145 Comparación entre M_x experimental y simulada. Sección Circular

Para el factor de llenado, las curvas de respuesta en frecuencia son:

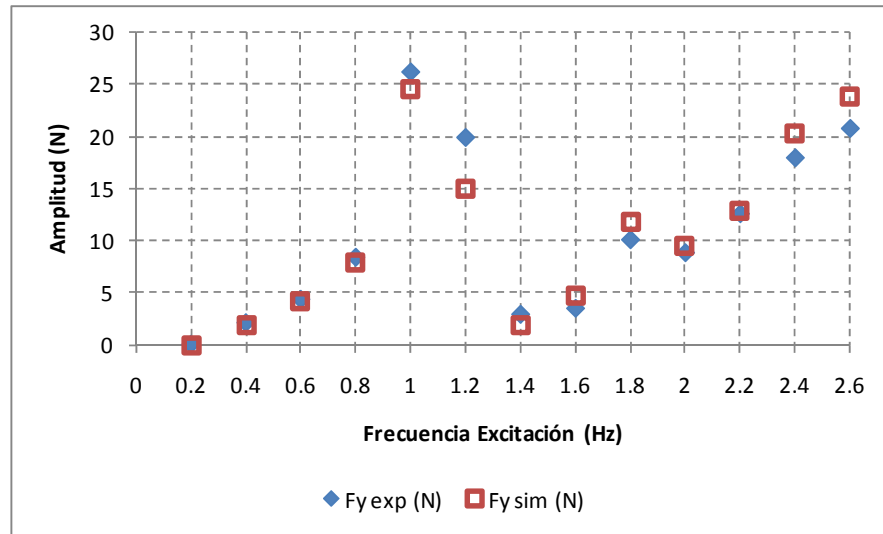


figura 146 FFT de F_y de la señal completa. Sección Circular. F.d.l. 50%. Pico de excitación.

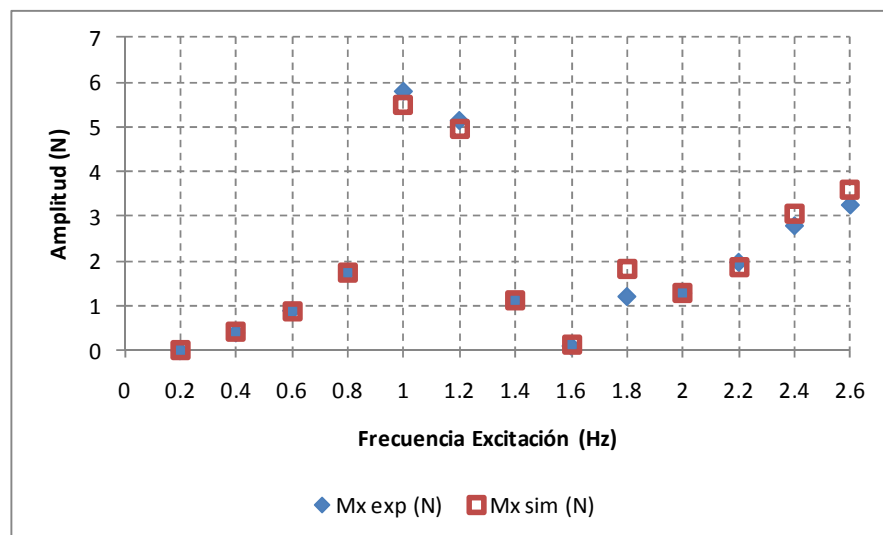


figura 147 FFT de M_x de la señal completa. Sección Circular. F.d.l. 50%. Respuesta libre

5.4.5.3 SECCIÓN ELÍPTICA

En el caso de la sección elíptica, se muestran a continuación los resultados obtenidos del proceso de estimación de parámetros del modelo para las tres salidas de fuerzas y momentos, con factor de llenado del 12,5%, a una frecuencia de excitación de 1 Hz, cercana a la de resonancia 0,797 Hz, pudiéndose apreciar la bondad de la estimación. Aportando la simplicidad del modelo, frente a los propuestos por Salem (2000)[196].

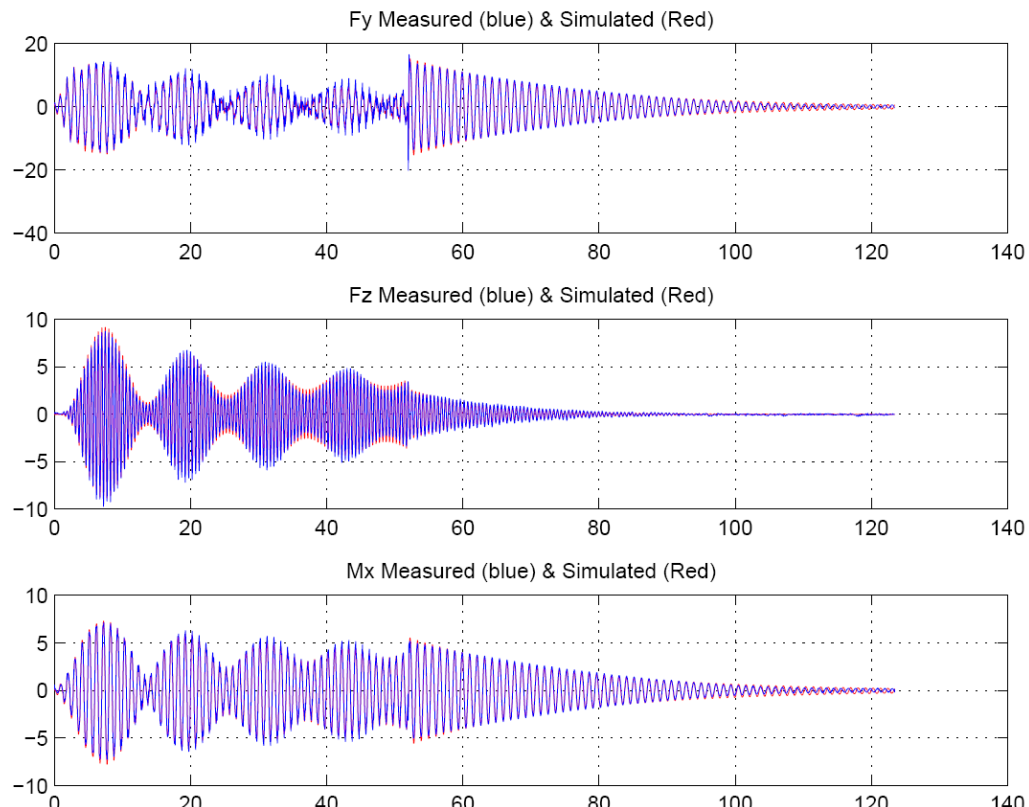


figura 148 Resultados experimentales y del modelo (Sección elíptica 12,5%, 10 mm y 1 Hz)

Para el factor de llenado del 50%, se muestra en la siguiente figura la respuesta en frecuencia, del pico de señal correspondiente a la frecuencia de la excitación y del correspondiente a la parte de respuesta libre.

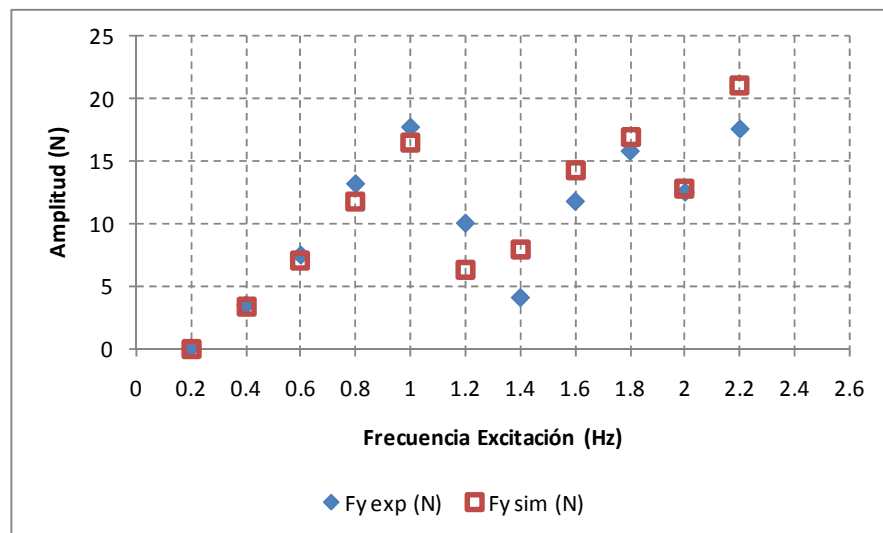


figura 149 FFT de Fy de la señal completa. Sección Elíptica. F.d.l. 50%. Pico de excitación.

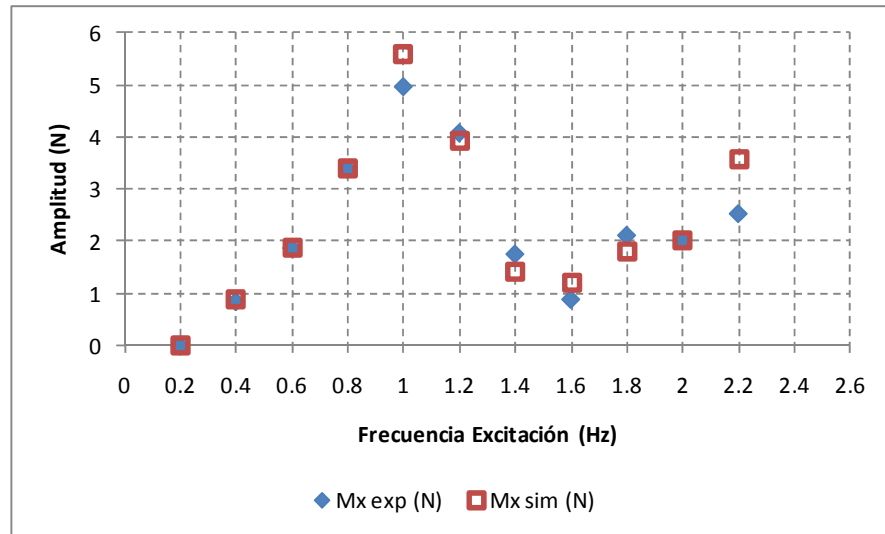


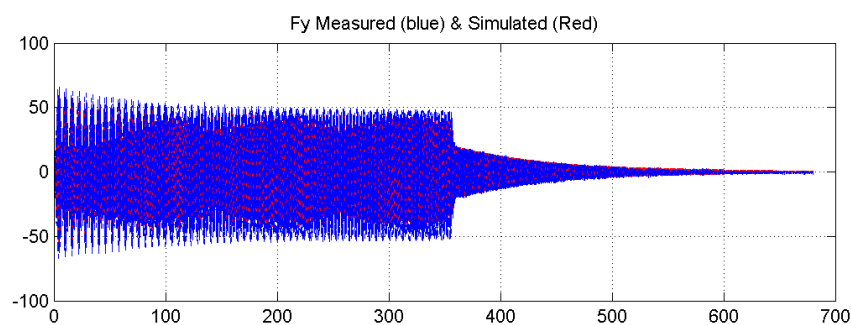
figura 150 FFT de Mx de la señal completa. Sección Elíptica. F.d.l. 50%. Respuesta libre

5.4.5.4 SECCIÓN RECTANGULAR

En este caso, se muestra la respuesta del tanque rectangular, con las esquinas redondeadas, cuando es excitado con una frecuencia ligeramente superior a la del primer modo, pudiéndose apreciar que también es posible reproducir correctamente el comportamiento del fluido, al obtenerse errores bajos en la correlación.

(%)	Error en amplitud	Error de fase	Error combinado
Fuerza lateral	9,91	6,49	11,85
Momento de Vuelco	7,63	7,22	10,51

Tabla 12. Error cometido de la estimación sección Rectangular 50% f.d.l. Amp. 10 mm y frecuencia 10 Hz



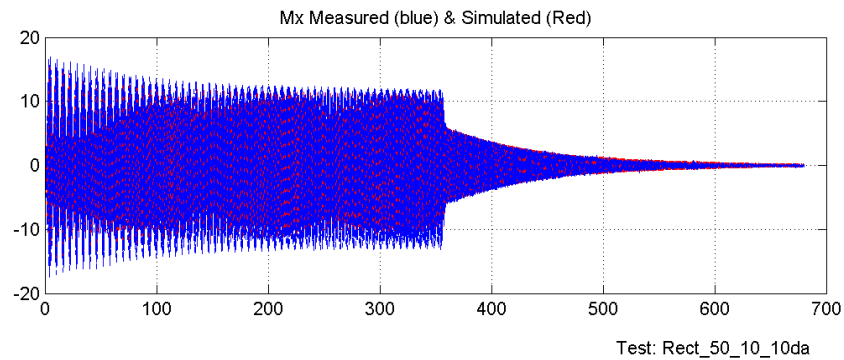


figura 151 Comparación entre F_y y M_x experimental y simulada. Sección Rectangular

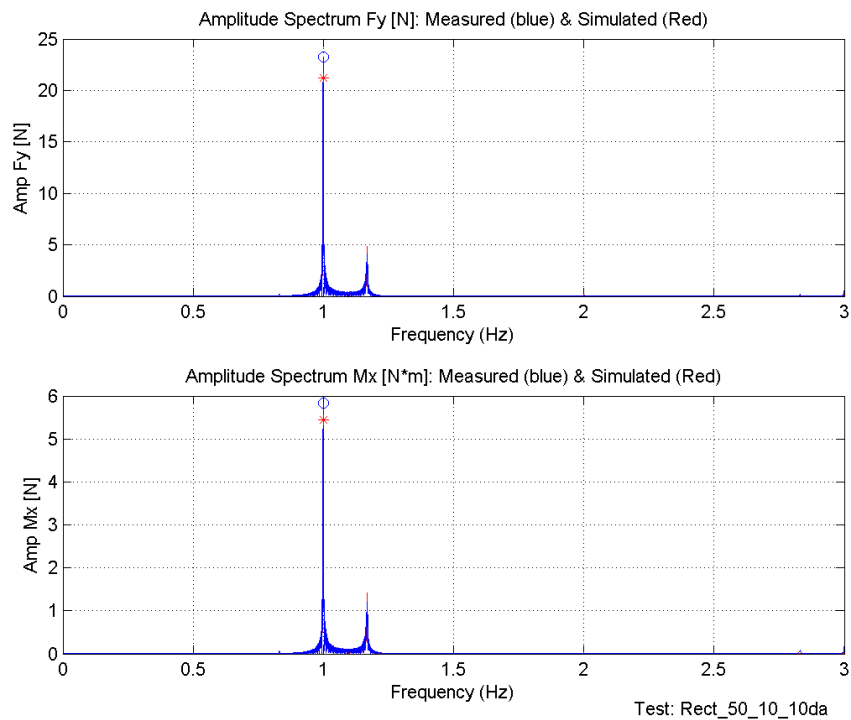


figura 152 Comparación entre FFT F_y y M_x experimental y simulada. Sección Rectangular

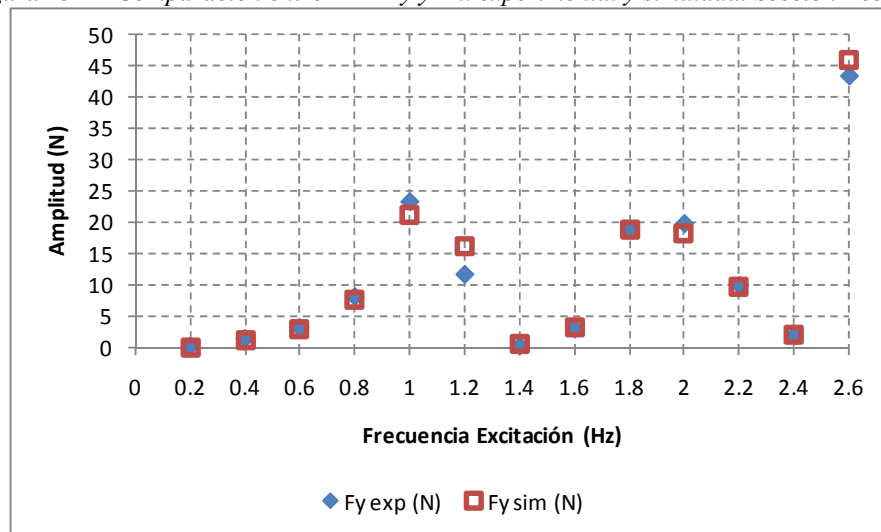


figura 153 FFT de F_y de la señal completa. Sección Rectangular. F.d.l. 50%. Pico de excitación.

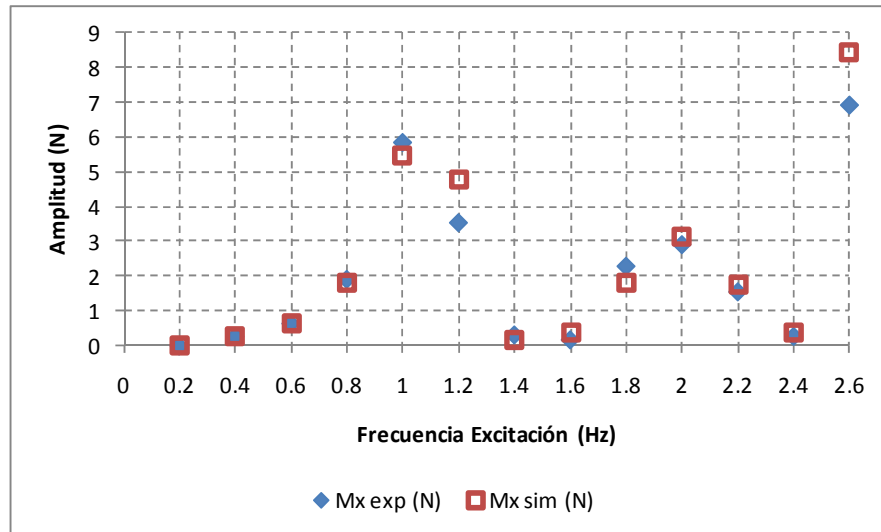
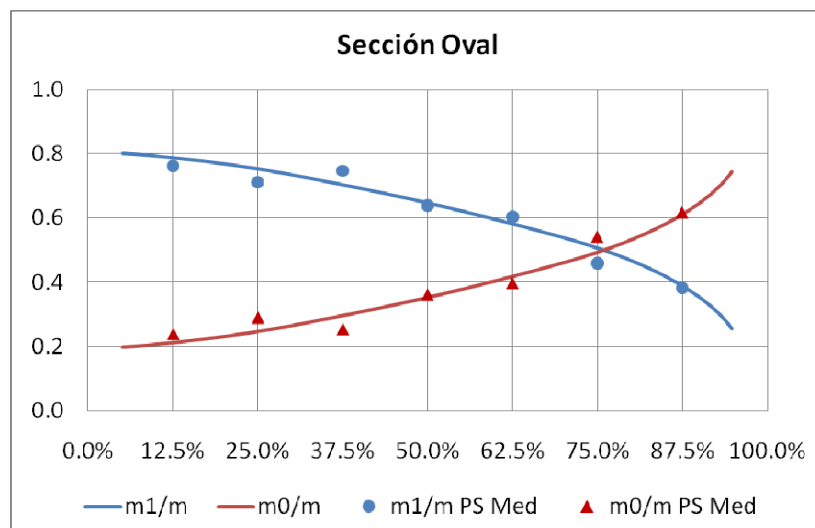


figura 154 FFT de Mx de la señal completa. Sección Rectangular. F.d.11. 50%. Respuesta libre

5.4.6 RESULTADOS COMPARADOS CON LOS VALORES TEÓRICOS

Si se comparan los valores de la analogía mecánica, obtenidos con la estimación, con los valores teóricos y una vez substraída la contribución de la masa de la cisterna, se puede observar en las siguientes gráficas, cómo la variación de los valores obtenidos (valores promedio para cada factor de llenado y todo el rango de frecuencias), con respecto a la teórica, es pequeña, por lo que la aproximación empleada para su determinación, mediante la asimilación a una geometría rectangular, puede resultar adecuada.



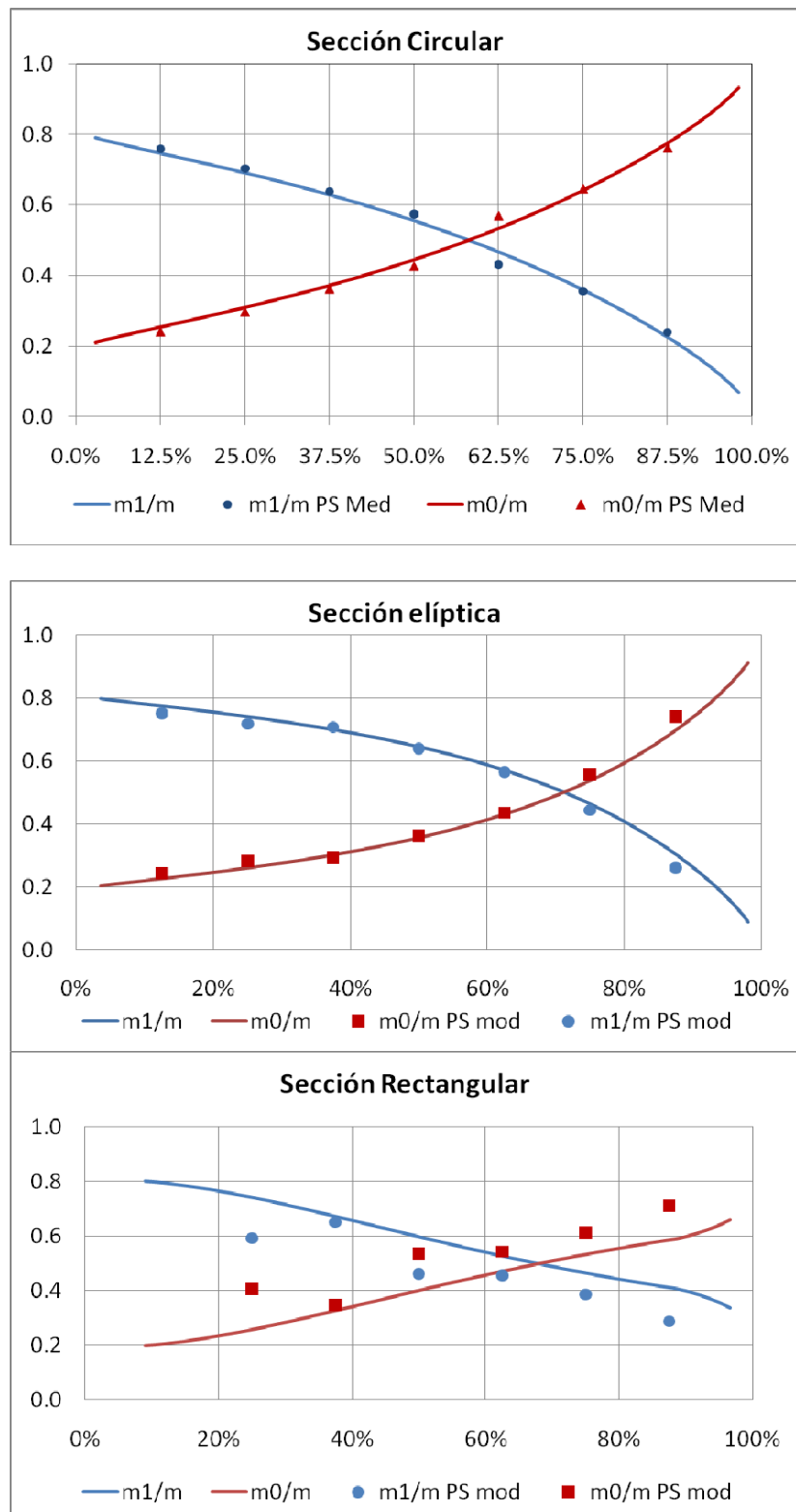


figura 155 Masa oscilante y fija Teórica vs. Estimada por ensayos en función del f.d.ll.

No obstante, en función del ensayo empleado en la estimación, hay pequeñas variaciones entre los valores obtenidos, que presenta una desviación estándar en los

valores que se muestra en la Tabla 13.

En el caso de la sección rectangular, para el factor de llenado del 12.5%, no se reproduce el comportamiento del fluido, puesto que para este caso, se produce el impacto de la ola, que se desplaza a lo largo del ancho de la sección, en vez de oscilar (impacto hidrodinámico). Corresponde al comportamiento típico de oleaje en aguas someras, típico de costas y conocido en la terminología inglesa como "slamming". En este caso, también sería posible reproducir su comportamiento, mediante una masa, que se desplaza con rozamiento sobre una superficie y acotando el recorrido de la misma, para simular el impacto con las paredes, tal y como propone Yalla et al [237][238] (1999-2001).

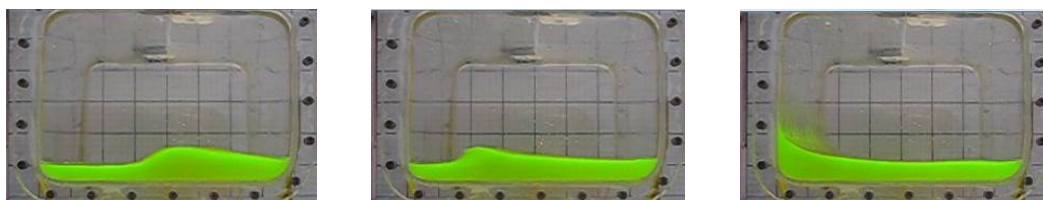


figura 156 Oleaje típico de aguas poco profundas en la sección Rectangular

	Ovalada	Elíptica	Circular	Rectangular
12,5%	0,058	0,083	0,070	N/D
25,0%	0,061	0,047	0,072	0,156
37,5%	0,060	0,077	0,061	0,100
50,0%	0,036	0,078	0,068	0,103
62,5%	0,091	0,087	0,069	0,097
75,0%	0,075	0,096	0,080	0,782
87,5%	0,016	0,085	0,050	0,081

Tabla 13. Desviación estándar de los valores de la analogía estimados

5.4.7 CONCLUSIONES DE LA IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS.

Los trabajos realizados, continúan con la sistemática propuesta por Abramson (1966)[2] e Ibrahim (2005)[103], pero empleando en la estimación, tanto la parte de oscilación forzada, como la de respuesta libre.

Como se ha mostrado, empleando la metodología de estimación de parámetros, propuesta, es posible reproducir el comportamiento de fluido en el interior del tanque, para el primer modo de oscilación (el de mayor energía), en rangos de excitación, que incluyen la frecuencia de resonancia e incluso valores ligeramente superiores.

De ésta manera, se extiende el rango de utilización de éste tipo de modelos a procesos dinámicos, en los que, como en el caso de la dinámica vehicular, la frecuencia de la excitación tiene un amplio espectro.

Para aquellos casos, en los que no sea posible recurrir a la experimentación, cómo se ha expuesto, la sistemática de determinación de la frecuencia de resonancia, basada en umbrales, disminuye el error en su predicción, con respecto a lo propuesto por Romero et al (2007)[187], aportando unos valores precisos, lo que permite la determinación de los parámetros de la analogía mecánica, para cualquier tipo de sección.

Además, no requiere de manera intrínseca, la substracción en los valores de fuerza y momentos medidos, de la contribución de la masa del tanque, puesto que es posible determinarla realizando los ensayos oportunos con el tanque vacío y posteriormente restarla de los valores obtenidos de la masa fija, lo que simplifica la sistemática de identificación, facilitando el tratamiento de los datos.

5.5 SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA CARGA LÍQUIDA

La simulación del comportamiento de los fluidos se realiza resolviendo numéricamente el conjunto de ecuaciones en derivadas parciales, que describen la conservación de masa, de cantidad de movimiento y de la energía.

$$\text{Continuidad(masa): } \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{V}) = 0 \quad [\text{Ec. 5.50}]$$

$$\text{Momento: } \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i$$

[Ec. 5.51]

$$\text{Energía: } \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h + u_i P) = \frac{\partial}{\partial x_i} [\quad] \quad [\text{Ec. 5.52}]$$

Como en la práctica, la mayor parte de los flujos son turbulentos, que se caracterizan por fluctuaciones de la velocidad en todas direcciones y con un número infinito de grados de libertad, en la que el flujo se comporta de un modo caótico, con difusión, efectos disipativos e intermitencia, requiriendo de una malla con un numero de nodos proporcional a $R_e^{9/4}$. Por lo tanto, su modelización requiere de un tratamiento especial de las ecuaciones planteadas anteriormente, además de una malla suficientemente fina para capturar todas las escalas de espacio y tiempo.

Para evitar estos problemas, se han desarrollado distintos modelos de turbulencia, que permiten calcular las características estadísticas del movimiento turbulento, promediando las ecuaciones de flujo a una escala de tiempo muy superior a la del movimiento turbulento y reduciendo el tiempo de cálculo.

Uno de ellos es el método de promediado de las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS), en las que cada variable instantánea se descompone en un valor medio y una fluctuación; así, la velocidad instantánea del flujo en una posición y en un instante de tiempo se descompone en una componente media y una que fluctúa, conocida como la descomposición de Reynolds.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad [\text{Ec. 5.53}]$$

La predicción de las características del flujo turbulento puede realizarse utilizando diferentes aproximaciones, siendo abundantes los modelos turbulentos disponibles.

No hay ningún modelo de turbulencia universalmente aceptado como óptimo para resolver cualquier tipo de problema. Partiendo de esta información, la elección del modelo de turbulencia dependerá de las consideraciones que se realicen y de las características físicas del fluido.

Inicialmente se empleó el modelo de turbulencia “Shear Stress Transport” (SST), Menter et al (2003) [140], que puede ser empleado para cualquier tipo de problema, que presenta unos requerimientos computacionales similares al modelo k-ε, pero es mucho más preciso, en especial en casos en los que existe separación del fluido, Pérez Rojas et al (2006)[161].

Es un modelo de dos ecuaciones, que combina lo mejor del modelo K-ω, en las que puede usarse como un modelo de turbulencia con bajo número de Reynolds y cambia a un modelo k-ε, en las zonas alejadas, adaptado a altos números de Reynolds, evitando los problemas del anterior en esta región del flujo.

Las ecuaciones de este modelo son:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \tilde{G}_k + Y_k + S_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + G_\omega + Y_\omega + D_\omega + S_\omega \end{aligned} \quad [\text{Ec. 5.54}]$$

Dónde:

- \tilde{G}_k representa la generación de la energía cinética de la turbulencia debido a los gradientes de la velocidad promediada.
- G_ω representa la generación de ω (tasa específica de disipación de la energía cinética de la turbulencia).
- Γ_k y Γ_ω representan la disipación de k y ω debido a la turbulencia.
- S_k y S_ω son parámetros que se definen para cada problema a resolver.
- D_ω modeliza la difusión cruzada (*Cross diffusion*).

Dado el rango de la excitación y las velocidades experimentadas por el fluido, sería posible resolver el sistema empelando la técnica de simulación numérica directa (DNS), que aunque requiere una maya más fina, elimina la necesidad de emplear modelos de turbulencia. Aunque si se considera que, los efectos viscosos debidos a la turbulencia, son pequeños y no afectan al resultado, se puede emplear la formulación RANS, pero sin modelo de turbulencia, Andersson et al (2010) [9], que finalmente ha sido la solución adoptada en este trabajo.

El software empleado es OpenFOAM® (Open Field Operation and Manipulation) producido por OpenCFD Ltd [154][155]. Es un software libre y abierto (GNU General Public Licence) basado en módulos programados en C++.

El algoritmo de resolución de las ecuaciones empleado es el “*interDyMFoam*”, que es adecuado para dos fluidos incompresibles, isoterms e inmiscidos, que resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes utilizando la técnica de fracción de fase “*VOF*” para capturar la interface entre ellos. Además permite movimiento de la malla y cambios en su topología, incluido el remallado adaptativo.

5.5.1 ALGORITMO MATEMÁTICO DE RESOLUCIÓN

El método de Volumen de fluido utiliza una ecuación de transporte del fluido considerado como una sola fase en cada celda. Las propiedades físicas se calculan entonces como el valor promediado basado en esta fracción, lo que significa que no se define explícitamente la interface entre fluidos.

El campo de velocidades se estima basándose en valores previos y utilizando el algoritmo PISO para resolver la ecuación extra de transporte para la fracción de fluido.

En el método de Volumen de fluido, Hirt y Nicholls (1981) [98], las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento son resueltas simultáneamente con una

ecuación de transporte para la fracción de volumen de una fase.

$$\begin{aligned}\nabla \bar{U} &= 0 \\ \frac{\partial \gamma}{\partial t} + \nabla (U \gamma) &= 0 \\ \frac{\partial (\rho \bar{U})}{\partial t} + \nabla * \rho \bar{U} \bar{U} &= -\nabla \bar{P} + \rho g + \\ &+ \nabla * \left[(\mu + \mu_t) \left(\nabla \bar{U} + (\nabla \bar{U})^T \right) + \frac{2}{3} I \kappa \right] + \sigma \kappa \nabla \gamma\end{aligned}\quad [\text{Ec. 5.55}]$$

Donde \bar{U} representa el campo de velocidades compartido por los dos fluidos, γ la fracción de volumen, P el campo de presiones, μ la viscosidad dinámica, μ_t la viscosidad turbulenta, ρ la masa específica, g la aceleración de la gravedad, κ la energía cinética turbulenta e $I = \delta_{ij}$.

El último término del lado derecho de la ecuación representa los efectos de la tensión superficial σ (Brackbill et al (1992)[23], siendo κ la curvatura promedio de la superficie libre. La fracción de volumen γ puede asumir valores entre $0 \leq \gamma \leq 1$,

Ambos fluidos son considerados un único fluido a través del dominio, esto es, son tratados con las mismas ecuaciones. La masa específica y viscosidad dinámica son calculadas mediante medias ponderadas basadas en la distribución de la fracción de volumen de líquido, donde los subíndices l y g hacen referencia a la fase agua y aire. De esta manera las propiedades físicas de este fluido único son iguales a las propiedades de cada fluido en las respectivas regiones que cada fluido ocupa variando solamente a través de la interfaz (Berverović et al (2009)[16])

$$\begin{aligned}P &= \gamma P_l + (1 - \gamma) P_a \\ \mu &= \gamma \mu_l + (1 - \gamma) \mu_a\end{aligned}\quad [\text{Ec. 5.56}]$$

El presente estudio emplea una variante del método VOF convencional, similar a la propuesta por Rusche (2002)[192], formulada por OpenCFD Ltd. que hace uso de un modelo de dos fluidos euleriano, donde las ecuaciones de fracción de volumen son resueltas de forma separada para cada fase (Černe et al (2001)[31]), por lo tanto las ecuaciones para cada fracción de volumen pueden expresarse de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} + \nabla (\bar{U}_l \gamma) = 0 \quad [\text{Ec. 5.57}]$$

$$\frac{\partial(1-\gamma)}{\partial t} + \nabla \cdot [\bar{U}_a (1-\gamma)] = 0 \quad [\text{Ec. 5.58}]$$

Donde los subíndices l y g hacen referencia a la fase líquido y gas, respectivamente. Asumiendo que las contribuciones de las velocidades de agua y aire a la evolución de la superficie libre son proporcionales a sus correspondientes fracciones de volumen, y definiendo la velocidad del fluido único en un modelo VOF convencional como una media ponderada (OpenCFD[154][155]).

$$\bar{U} = \gamma \bar{U}_l + (1-\gamma) \bar{U}_a \quad [\text{Ec. 5.59}]$$

$$\frac{\partial(1-\gamma)}{\partial t} + \nabla \cdot [\bar{U}_g (1-\gamma)] = 0 \quad [\text{Ec. 5.60}]$$

Según esto, la ecuación la ecuación [Ec. 5.58] se puede interpretar como una ecuación de transporte para la fracción de volumen γ , como:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} + \nabla \cdot \bar{U}_\gamma + \nabla \cdot [\bar{U}_{r\gamma} (1-\gamma)] = 0 \quad [\text{Ec. 5.61}]$$

Donde $\bar{U}_{r\gamma} = \bar{U}_l - \bar{U}_a$ es la velocidad relativa.

La tensión superficial en el punto de contacto de la inter-fase y las paredes se ha tenido en cuenta empleando una condición de pared que reproduce el ángulo de contacto, denominada "*alphaContatcAngle*", que corrige el valor del ángulo según la siguiente ecuación:

$$\theta = (\theta_A - \theta_R) * \tanh\left(\frac{u_{wall}}{u_\theta}\right) \quad [\text{Ec. 5.62}]$$

Dónde:

- θ_0 es el ángulo de contacto en el equilibrio.
- u_θ Es la escala de velocidad dinámica del ángulo de contacto.
- u_{wall} Velocidad de la interface paralela a la pared.
- θ_A es el límite del ángulo de contacto saliente.
- θ_R es el límite del ángulo de contacten entrante.

El fluido considerado es agua con las siguientes propiedades:

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad aire ρ_a	1,225	kg/m^3
Densidad agua ρ_l	998,2	kg/m^3
Viscosidad cinemática aire ν_g	1e-6	m^2/s
Viscosidad cinemática agua ν_l	1,48e-5	m^2/s

figura 157 Propiedades del fluido

La geometría empleada en el análisis, es la indicada en el apartado anterior, discretizando con una malla de 716.090 elementos prismáticos y 694.800 nodos. El tiempo medio de resolución de cada caso fue de más de 10 horas, empleando ocho procesadores Intel Xeon y 60 Gb de memoria RAM

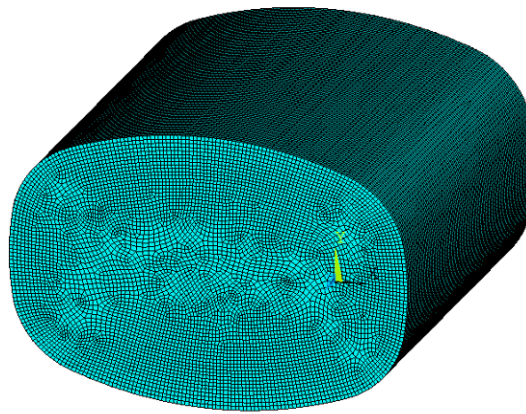


figura 158 Discretización efectuada en la sección Oval

Primeramente, para poder comparar los resultados de la simulación, es necesario restar de los valores obtenidos experimentalmente, la componente de fuerza y momento, debidos al tanque y su sistema de anclaje a la célula de carga empleando la siguiente transformación.

$$\begin{aligned}
 F_{y_{\text{liquido}}}(t) &= F_{y_{\text{medida}}}(t) - m_{\text{maqueta}} \cdot a_y(t) \\
 M_{x_{\text{liquido}}}(t) &= M_{x_{\text{medida}}}(t) - m_{\text{maqueta}} \cdot a_y(t) \cdot h_{cdg}
 \end{aligned}
 \quad [\text{Ec. 5.63}]$$

Tras realizar un ajuste de los parámetros del modelo de turbulencia empleado, para adaptarlo al fluido y las características del ensayo, es posible reproducir convenientemente la respuesta del mismo.

Primeramente se muestra los resultados obtenidos, imponiendo al tanque un impulso de 10 mm en 0,5 segundos, dejando oscilar libremente el fluido durante 50

segundos, con un factor de llenado del tanque de sección ovalada del 75%.

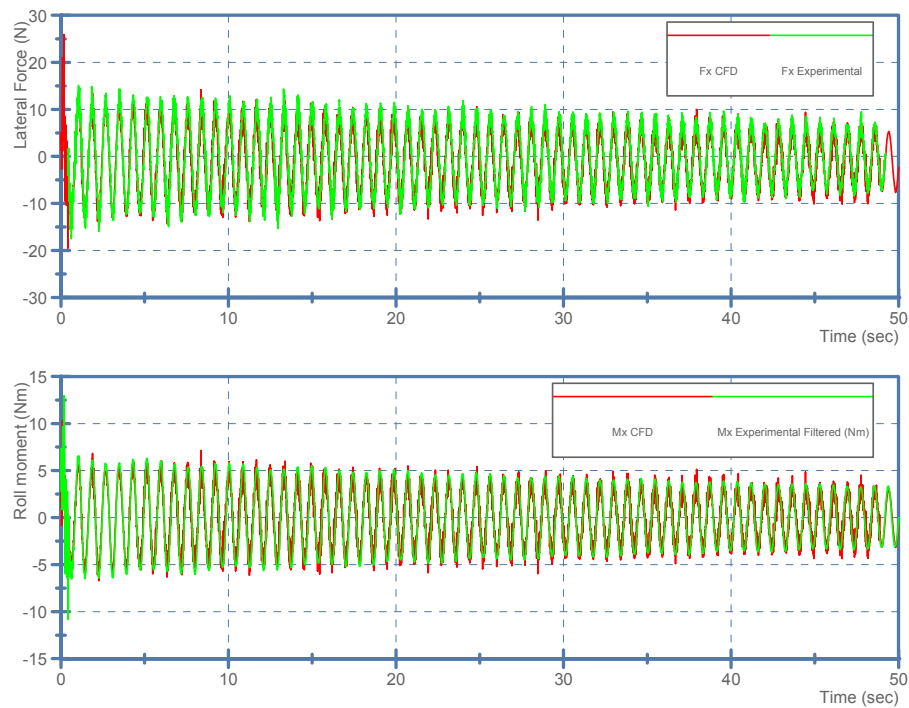


figura 159 Validación de Fuerza y Momento: Oval 75% imp. 10 mm

A continuación se muestran los resultados obtenidos, imponiendo al tanque el desplazamiento experimental.

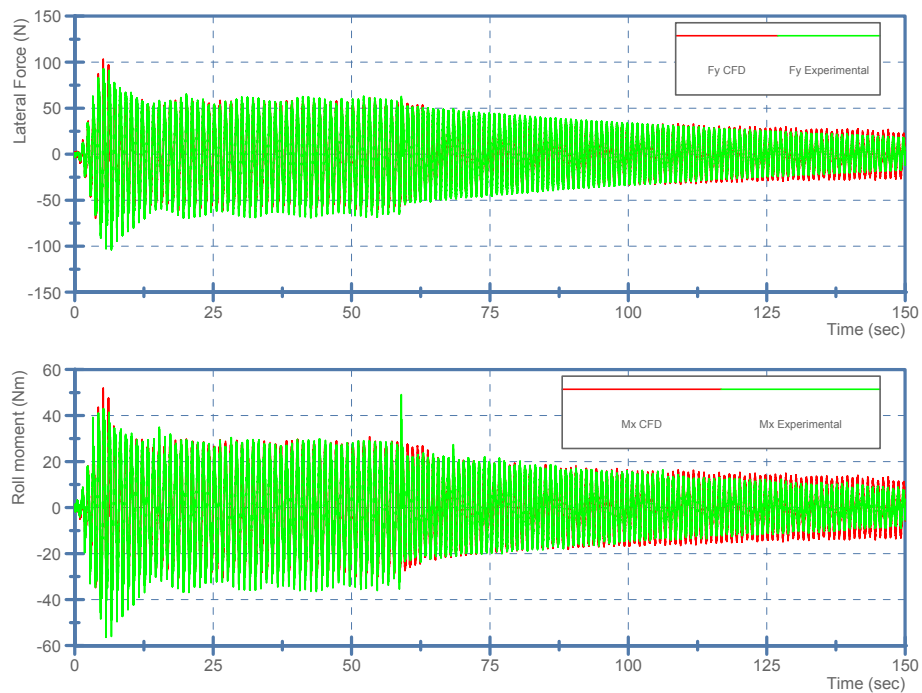


figura 160 Validación de Fuerza y Momento: Oval 50% Amp. +/- 10 mm Frec: 1 Hz

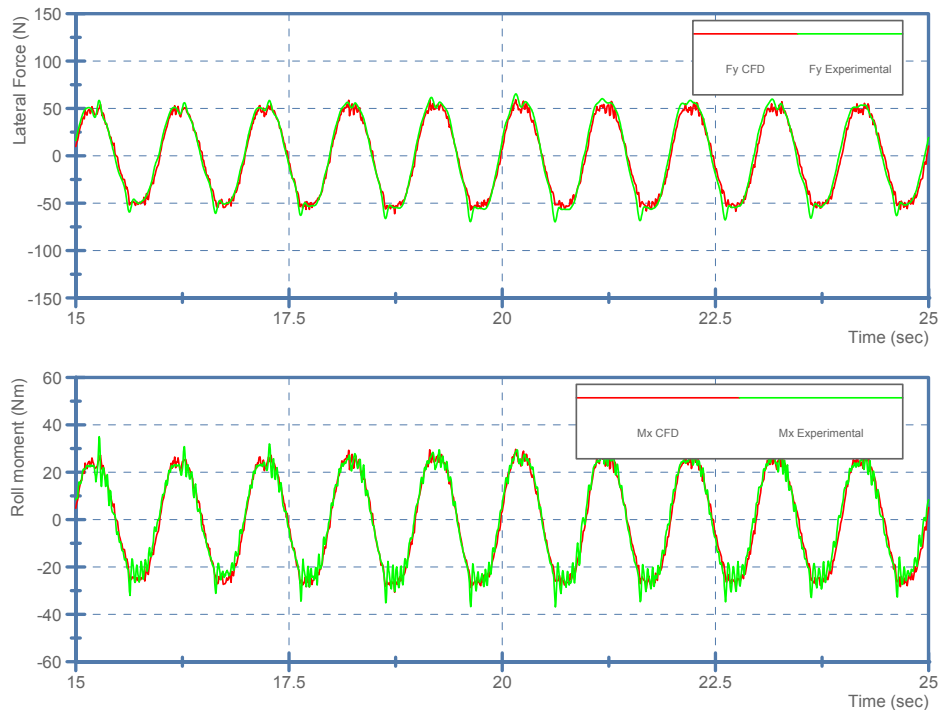


figura 161 Zoom en la zona de excitación forzada en la validación de Fuerza y Momento: Oval 50% Amp. +/- 10 mm Frec: 1 Hz

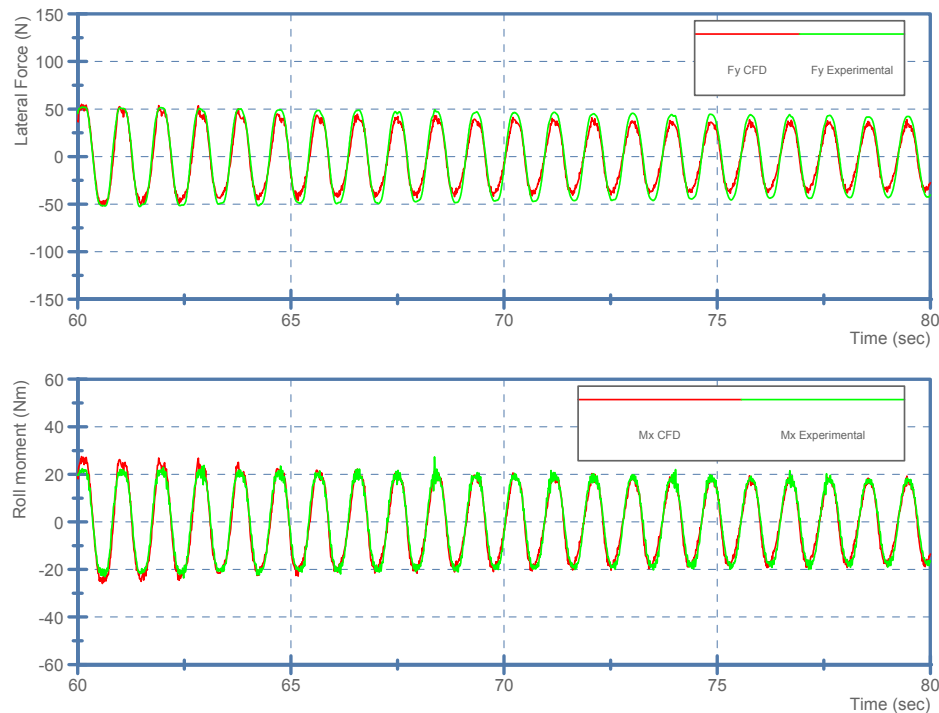


figura 162 Zoom en la zona de respuesta libre en la validación de Fuerza y Momento: Oval 50% Amp. +/- 10 mm Frec: 1 Hz

Como se puede apreciar, el grado de similitud entre los valores experimentales y los simulados, es aceptable, aunque el valor del amortiguamiento es ligeramente inferior en el caso de los valores simulados, lo que hace que el tiempo de

establecimiento, lógicamente sea algo mayor. No obstante, los valores de las fuerzas y el momento de vuelco, en especial en los primeros instantes, no difieren sustancialmente.

5.5.2 DISPOSITIVOS DE ATENUACIÓN DEL OLEAJE EN TANQUES

El diseño de un tanque de agua puede ser un factor crítico, que afecta significativamente a las características de manejo de los vehículos contra incendios. Si el agua es libre de viajar, ya sea longitudinal como lateralmente en un tanque, como en el caso de tanque con llenado parcial, el oleaje generado puede llegar a incrementar los esfuerzos de inercia que, pueden forzar al vehículo a seguir en la dirección influenciada por el movimiento del agua.

Cuando la ola alcanza el final del tanque, esta aplicación repentina de la fuerza puede hacer que el vehículo pierda el control, volcando en curvas o deslizándose excesivamente ante frenadas bruscas.

El único método para prevenir estos posibles efectos negativos para la seguridad de circulación [148][149], es restringir o perturbar el movimiento del agua a fin de que la inercia no se incremente en una sola dirección. Esto se hace con la instalación de mamparos para contener el agua en espacios más pequeños dentro del tanque (método de contención) o interrumpiendo su impulso por cambiar la dirección de su movimiento (método dinámico).

Las particiones en un sistema de contención consisten en crear compartimentos que están interconectados por medio de aberturas entre ellos, para que el aire y el agua puedan fluir a la velocidad especificada durante el llenado y vaciado del tanque. Las particiones en un sistema dinámico a menudo están escalonadas, de acuerdo a un diseño, de manera tal, que modifiquen la dirección del agua, convirtiéndolo en un movimiento turbulento, que absorbe gran parte de la propia energía.

Como se ha explicado en el apartado de antecedentes, son abundantes los diseños de tanques que incluyen deflectores. De hecho en la norma de obligado cumplimiento en España, para el diseño de vehículos cisterna, ADR [6], se especifica que el diseño del mismo debe de estar compartimentado de manera que la separación máxima entre refuerzos es de 1,75 m y el volumen del compartimento no puede superar los 7.500 l.

En sentido transversal, no se especifica la necesidad de colocar deflectores

transversales, aunque como se ha explicado en el capítulo de antecedentes, su eficacia está contrastada por diferentes estudios (Abramson (1966)[2], Bauer et al (1981)[14], Biswal et al (2003)[19], et al Lidström (1976)[125], Popov et al (1993)[87], Ibrahim et al (1994)[104], Yan et al (2010)[241]). El diseño de los mismos son, básicamente, deflectores laterales colocados en el perímetro de la virola a modo de aletas, o mamparos colocados verticalmente con diferente diseño de ranuras o agujeros.

Como se ha explicado previamente, el oleaje del líquido dentro de la virola puede tener un efecto negativo sobre la estabilidad del vehículo, debido a las cargas dinámicas que genera. Sin embargo, también se puede usar de una manera positiva para contrarrestar las excitaciones periódicas externas, cuando su frecuencia está próxima a la frecuencia propia de la estructura. Para conseguir éste efecto, se diseñan unos elementos con una cantidad de líquido determinada para resonar con el movimiento de la estructura a la frecuencia crítica, son los llamados amortiguadores sintonizados líquidos "*Tuned liquid damper, TLD*". Para ser resonante a la frecuencia crítica, el momento estabilizador se debe posicionar a 90° del movimiento periódico, cuando éste es máximo, medido a través del retraso entre fases.

Tomando como punto de partida las experiencias de diseño de TLD en edificios y en barcos, Deng et al (2008)[50], Faltinsen et al (2009)[71], Souto et al (2004)[210], Sun et al (1995)[221], Yu et al (1999) [245], sería posible diseñar un tanque dividido en dos secciones, de forma tal que, el momento producido por el oleaje en cada una de ellas tuviera la misma amplitud pero un desfase de 90° , por lo que se contrarrestarían, eliminando, o al menos reduciendo, la oscilación del vehículo.

En la siguiente figura, se muestra un prediseño de un tanque con los deflectores longitudinales que permitirían emplear esta estrategia de atenuación.

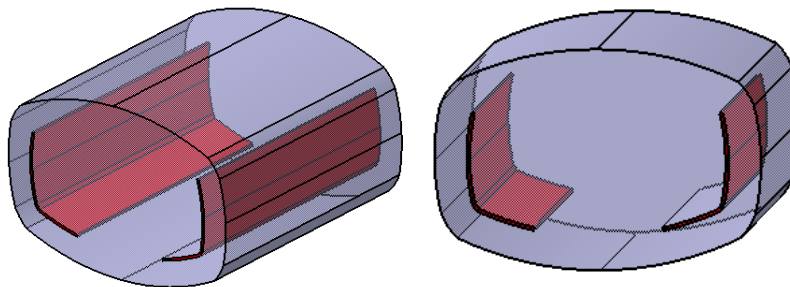


figura 163 Diseño de un tanque con deflectores "TLD" embebidos

Con este diseño se obtienen dos resultados, por un lado, al disminuir la

longitud efectiva de la ola en sentido transversal, los esfuerzos generados por ésta serán menores, de manera análoga a la instalación de mamparos verticales y, por otro, al disponer de un canal perimetral se posibilita que una fracción del líquido oscile de manera asíncrona del resto, similar al efecto buscado con los tanques estabilizadores pasivos.

Como el oleaje es un fenómeno complejo y dadas las limitaciones existentes en el empleo de analogías o simplificaciones teóricas, ya comentadas, no es posible emplear los algoritmos de optimización tradicionales, basados en las técnicas de disminución del gradiente, como la empleada en la determinación de los parámetros de la analogía mecánica, por cuanto requiere información de la función objetivo.

La determinación de las fuerzas y momentos, generados por el fluido, se realiza mediante la modelización por elementos finitos, como se ha descrito previamente; la implementación de dicha técnica requeriría de un elevado número de simulaciones, que son computacionalmente muy costosas, por lo que es necesario evaluar otras alternativas, entre las que se pueden mencionar las siguientes:

- Utilizar algoritmos de manera iterativa, que van generando valores de los parámetros y evaluando su respuesta, hasta obtener un grado de ajuste aceptable. El inconveniente es que no se asegura la obtención de un mínimo y además es tedioso.
- Utilizar la técnica de diseño de experimentos, combinados con las técnicas de superficie de respuesta o los métodos de diseño robusto, Wu et al (1997)[236].
- Emplear métodos evolutivos basados en redes neuronales (ANN) y algoritmos genéticos (GA) (Hyun-Soo et al (2008)[118]).

Cualquier procedimiento de optimización, requiere de una adecuada definición de la función objetivo y de las variables de diseño. En este caso el comportamiento de los deflectores descritos estará influenciado por su posición relativa con respecto al perímetro del tanque y por sus dimensiones, que serán las variables de diseño a optimizar.

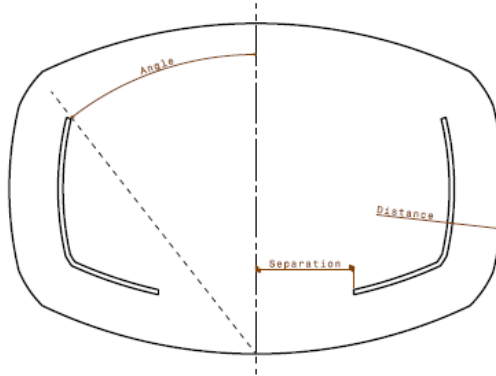


figura 164 Variables de diseño empleadas

En este caso, el proceso de optimización ha consistido, fundamentalmente, en determinar los valores de las variables de diseño (separación inferior, distancia a la pared exterior y ángulo de apertura superior) que minimizan la respuesta del sistema.

El uso de métodos evolutivos, permite disminuir el número de simulaciones MEF necesarias empleando redes neuronales (ANN) debidamente entrenadas, cuya principal ventaja radica en que es posible establecer una relación entre la excitación y los parámetros de respuesta del sistema. La red neuronal se entrena con los valores de las variables de diseño, de manera que ésta sea capaz de predecir el valor de la respuesta del sistema que, en este caso, se ha definido inicialmente como el valor eficaz de la fuerza lateral y del momento generados por el oleaje definidos por la ecuación [Ec. 5.64] pero que, tras varias pruebas, se seleccionó únicamente la fuerza lateral, al obtener menores errores en la respuesta de la red:

$$F_i^{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{-T}^T f_i(t)^2 dt}$$

Siendo F_i^{RMS} el valor de la fuerza lateral [Ec. 5.64]
o el momento (F_y, M_x)

De esta manera, un diseño será mejor que otro, si el valor de fuerza y de momento generados por la masa de líquido es menor.

Como se ha comentado previamente, se han generado 96 casos, considerando cuatro niveles de variación para las variables de separación y distancia y seis niveles para el ángulo de apertura.

Separación	Distancia	Ángulo
(mm)	(mm)	(°)
40 (0,4)	30 (0,33)	35 (0,67)
60 (0,6)	50 (0,56)	40 (0,77)
80 (0,8)	70 (0,78)	43 (0,83)
100 (1)	90 (1)	46 (0,88)
		49 (0,94)
		52 (1)

Tabla 14. Niveles considerados en la optimización

Como excitación se ha considerado un desplazamiento lateral de la cisterna de 20 mm de amplitud y frecuencia cercana a la de resonancia de 0,9 Hz, que se muestra a continuación.

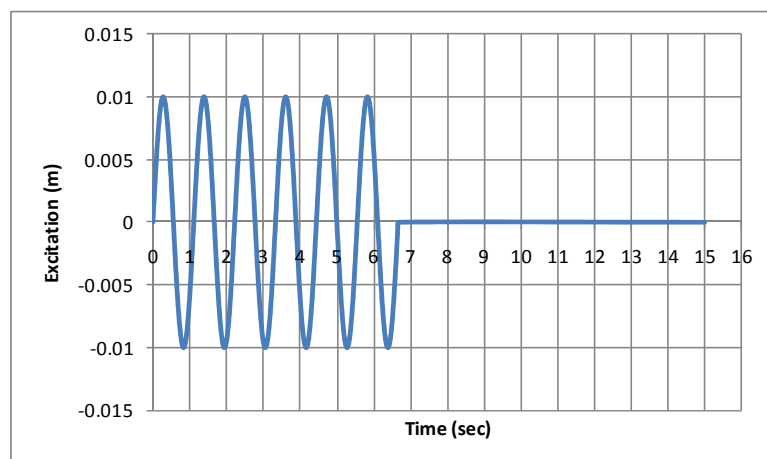


figura 165 Excitación considerada en la optimización

La respuesta en fuerza y momento del tanque se muestra en la siguiente gráfica, en ella se ha representado en color azul la respuesta del tanque sin deflectores y como una nube de puntos la respuesta del mismo registrada cada 0,05 segundos.

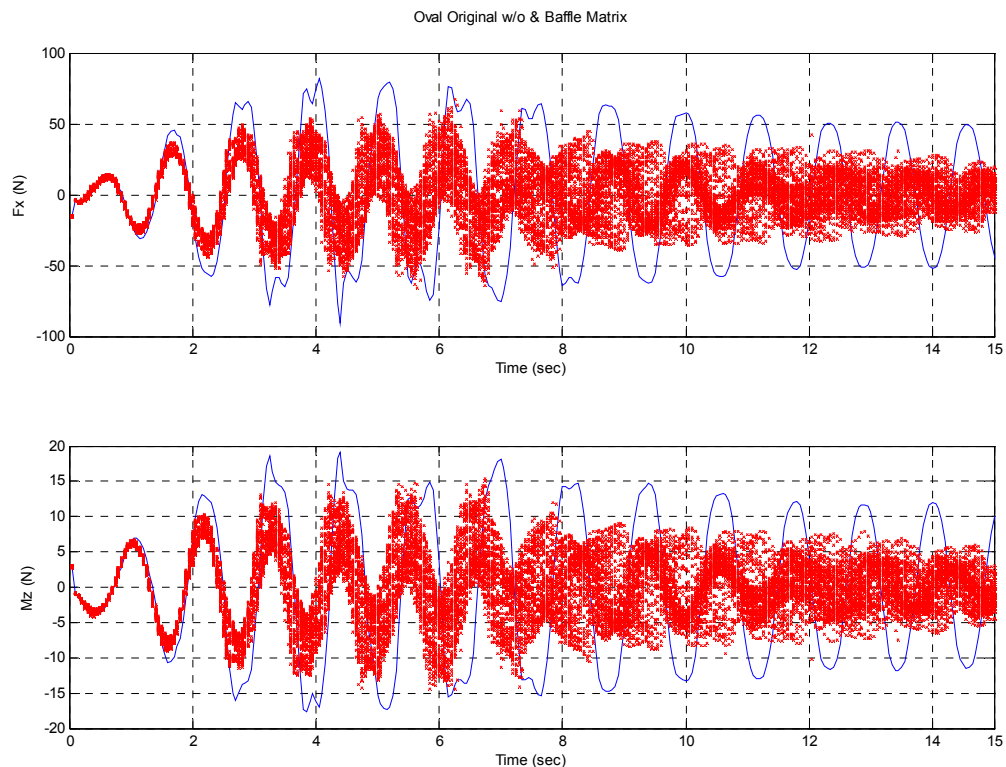


figura 166 Respuesta de los deflectores en cada uno de los casos evaluados.

Como se puede comprobar, la inclusión de los deflectores disminuye en todos los casos el valor de la fuerza lateral, por lo que su efecto es favorable en cualquiera de ellos.

La respuesta de los casos simulados constituyen las salidas a obtener con la red neuronal y, como entradas, las variables de diseño, procediéndose a entrenar la misma hasta que se consigue reproducir convenientemente los resultados del cálculo (valor RMS de la fuerza lateral), cuyo esquema se muestra en la figura 167.

La optimización del diseño se ha realizado empleando métodos evolutivos basados en algoritmos genéticos, de manera similar a la propuesta por Kin et al (2008)[118]. Básicamente, el funcionamiento de la técnica de optimización por algoritmos genéticos consiste en una búsqueda estocástica de una solución óptima, basada en los principios biológicos de selección, recombinación y mutación de los individuos. Por tanto el objetivo del algoritmo es encontrar un conjunto de parámetros, resultado de la búsqueda de una solución óptima, que minimice una función, en este caso el valor RMS de la fuerza lateral. El esquema del proceso de optimización se muestra en la siguiente figura.

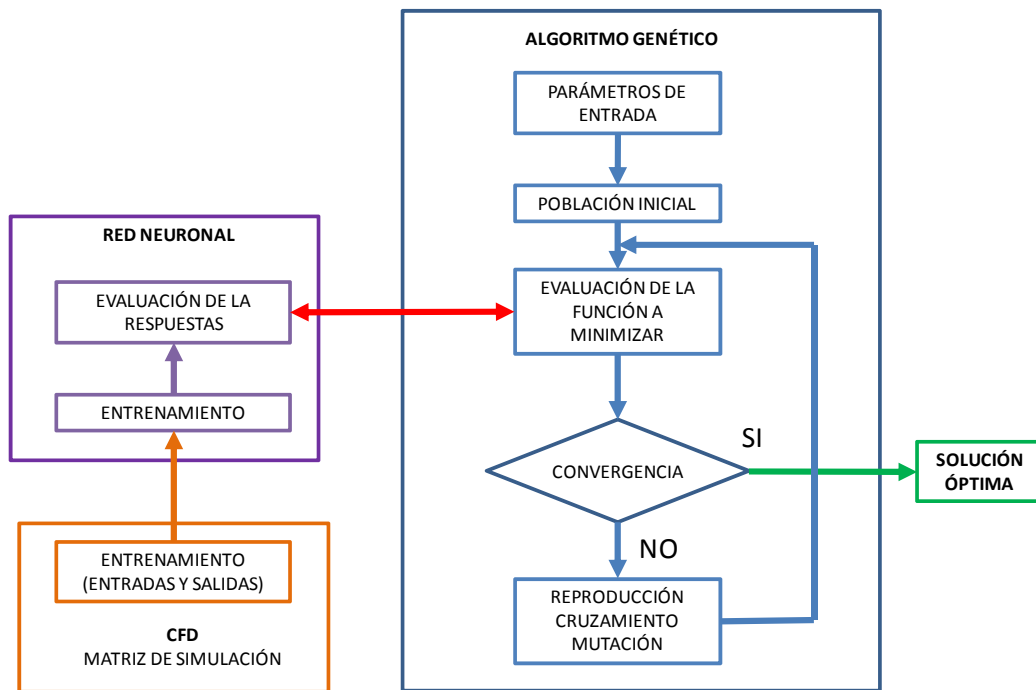


figura 167 Esquema de la optimización de los deflectores usando RN y AG

En la figura 167 se muestran los resultados obtenidos con el cálculo CFD y los obtenidos con la red neuronal.

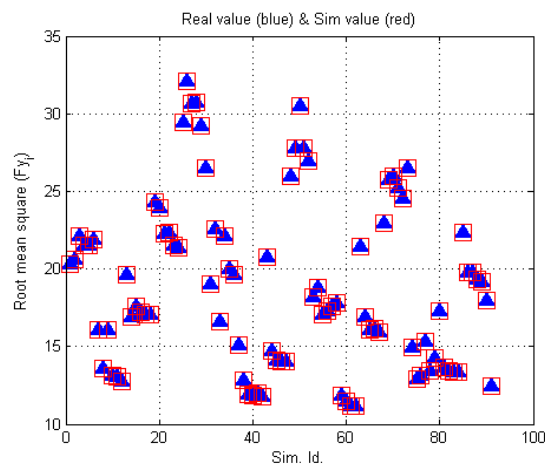
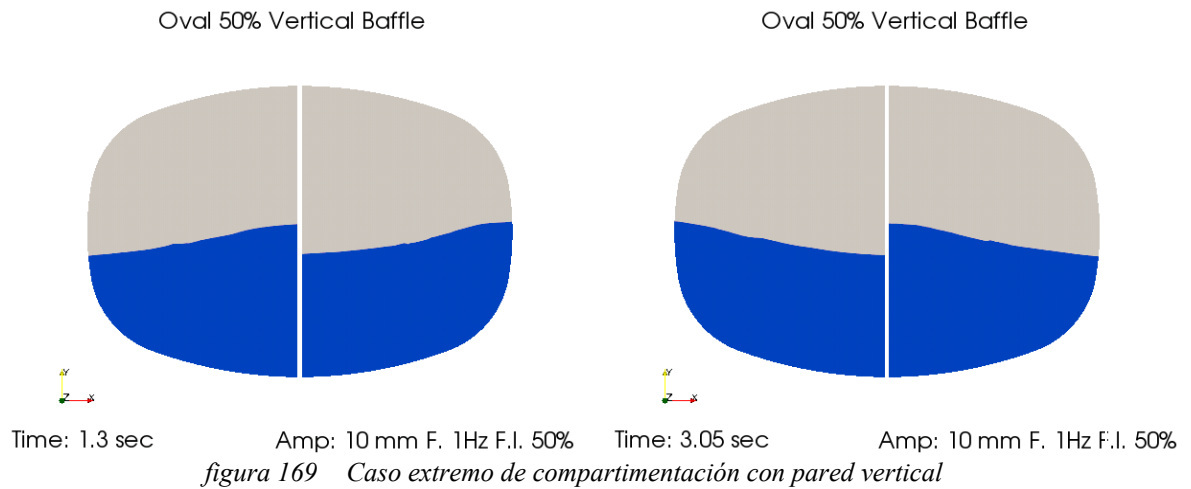


figura 168 Resultados CFD vs. ANN

En la figura 170 se muestra el resultado obtenido con el diseño optimizado, en color verde, sobrepuesto al diseño original, la matriz de simulaciones y un caso extremo de compartimentación, en el que se ha dividido la sección transversal en dos, por medio de un tabique central con una abertura inferior de 5*30 cm para permitir el paso de líquido en el llenado del tanque, que se muestra en la figura 169.



Caso	F _Y RMS	M _X RMS
	(N)	(N*m)
Original	46,639	10,642
Pared Vertical	16,582	3,356
Mejor Matriz	11,523	2,925
Solución optima	11,488	2,817

Tabla 15. Resultados RMS de la optimización

Como se puede apreciar, el diseño de rompeolas propuesto mejora al diseño original, disminuyendo la fuerza lateral y el momento de vuelco ejercido por el oleaje en un 74%. Esta reducción se consigue por el efecto combinado de la compartimentación, menor anchura de la superficie libre y el del tanque estabilizador, que genera un acoplamiento entre dos ondas con dos frecuencias distintas (figura 171), que da como resultado la disminución de los esfuerzos y por tanto la mejora de las características dinámicas del vehículo.

En la figura 171, se muestra la comparación de la fuerza lateral máxima y el momento de vuelco, de la geometría original y la del diseño óptimo propuesto, junto con la respuesta en frecuencia de cada uno de ellos.

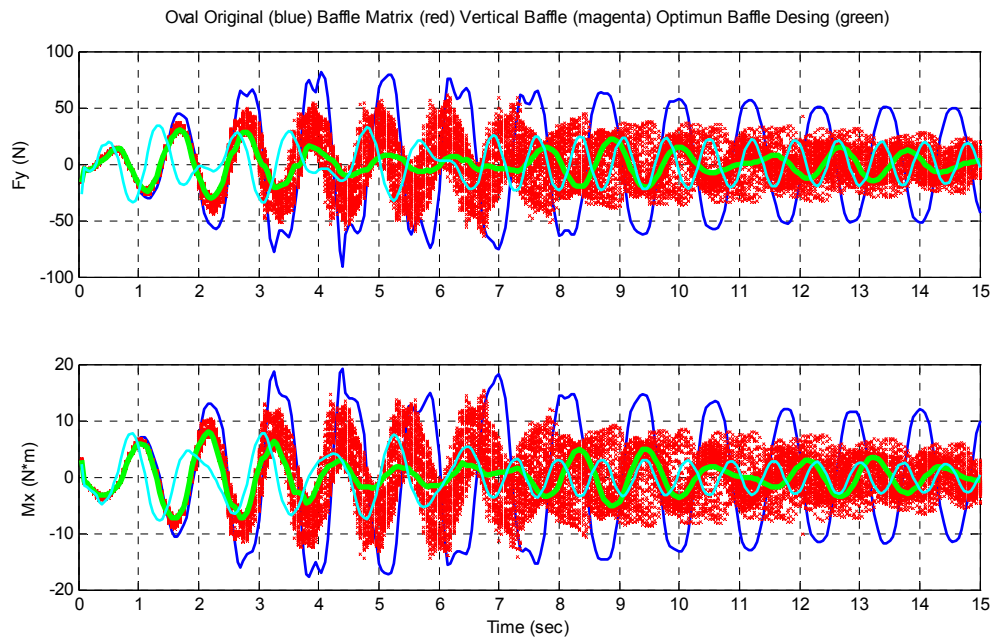


figura 170 Mejora en x del diseño óptimo de rompeolas

Se puede apreciar claramente la disminución de amplitud conseguida y como aparecen dos picos próximos, correspondientes a las frecuencias naturales del flujo en el canal periférico y en el central.

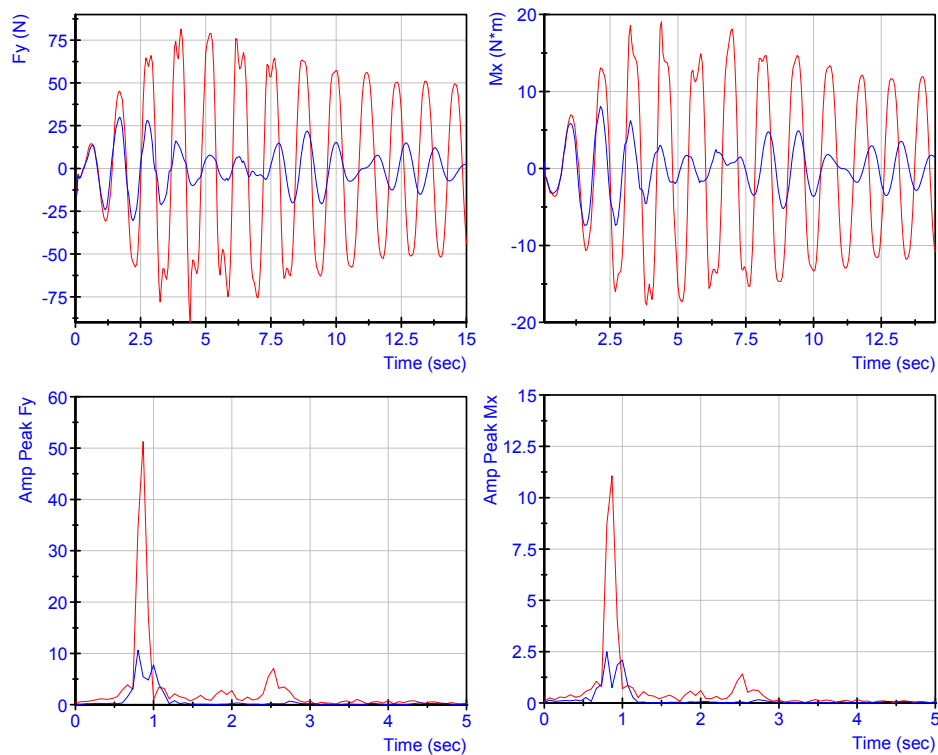


figura 171 Mejora en F_y y M_x del diseño optimo (azul) frente al original (rojo)

Se muestra a continuación una secuencia de imágenes del oleaje con el diseño optimizado de rompeolas, en las que se puede observar cómo existe un pequeño desfase entre las amplitudes del canal periférico y el central, que corresponde con los dos picos de amplitud mostrados en la figura 171.

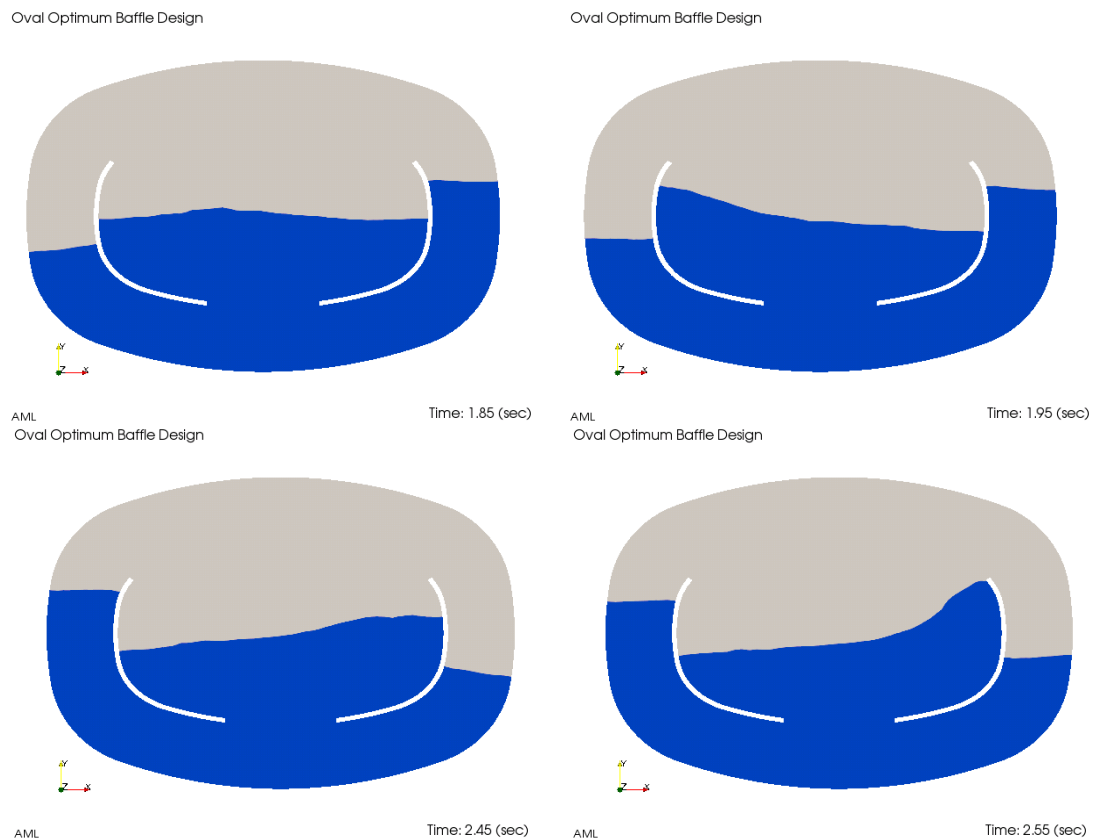


figura 172 Secuencia del oleaje en el diseño optimizado

Este desfase entre los flujos que discurren por el canal periférico y central, produce una disminución de la fuerza y momento lateral, efecto similar al tanque estabilizador pasivo. A este efecto, se suma la disminución de la anchura de la superficie, efecto buscado con la compartimentación, que en conjunto produce una disminución del valor de la fuerza lateral y momento de vuelco originado por el oleaje en el interior del tanque que, como se ha comentado, llega a ser del 74% del obtenido con el diseño original.

5.5.3 CONCLUSIONES DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA CARGA LÍQUIDA

Como se ha mostrado, mediante la simulación numérica, de la dinámica del fluido en el interior del tanque, con llenados parciales, empleando la técnica de

volumen de fluido "VOF", mediante elementos finitos, se puede reproducir fielmente los valores de fuerza y momento, originados por el oleaje en el interior del tanque.

Su empleo posibilita el análisis de geometrías complejas mostrándose un diseño de dispositivo de atenuación del oleaje novedoso, por cuanto agrupa las dos estrategias (compartimentación y deflexión), combinada con la de tanques estabilizadores pasivos, mediante la instalación en el interior del tanque de unos deflectores que logran disminuir el valor de la fuerza lateral en un 75% y el del momento en un 73%.

Para maximizar su efecto, se han empleado las técnicas de optimización mediante algoritmos genéticos, combinada con redes neuronales, para reducir el número de veces que es necesario ejecutar la simulación.

6 ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA ESTABILIDAD LATERAL DE LOS VEHÍCULOS CISTERNA

6.1 ENSAYOS ESTÁTICOS SOBRE PLATAFORMA DE ESTABILIDAD

Los ensayos sobre plataforma de estabilidad, realizados en condiciones cuasi-estáticas, simulan la aceleración lateral experimentada por el vehículo al describir una trayectoria circular a velocidad constante, mediante la inclinación lateral del vehículo sobre plataforma, Bogard et al (1992)[20], Directiva 2001/85 [53], SAE J2180[108], R107 [182], R111[183]. En ellos el vehículo es inclinado lateralmente, como se muestra en la figura 173.

Una componente de la fuerza de la gravedad, actúa como fuerza lateral, mientras que la otra componente actúa perpendicular a la superficie de la plataforma.

Por lo tanto, si se considera que la componente vertical reproduce la fuerza de la gravedad, en una maniobra de giro estacionario, entonces la aceleración lateral simulada viene dada por la ecuación [Ec. 6.2].

$$\begin{aligned} \text{Componente_Lateral} &= g * \text{Sen}\phi \\ \text{Componente_Vertical} &= g * \text{Cos}\phi \end{aligned} \quad [\text{Ec. 6.1}]$$

$$\frac{g * \text{Sen}\phi}{g * \text{Cos}\phi} = \text{tg}\phi \quad [\text{Ec. 6.2}]$$

Por tanto, si se ensaya el vehículo aumentando el ángulo de la plataforma suficientemente despacio, la tangente del ángulo al cual el vehículo alcanza las condiciones de vuelco, puede servir para estimar la aceleración lateral a la que el vehículo circulando en régimen estacionario comenzaría a volcar.

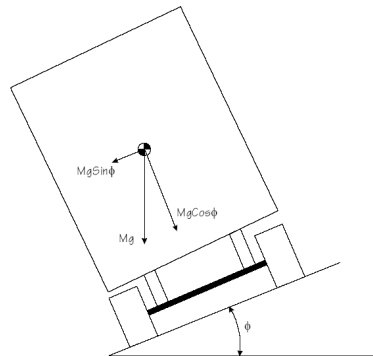


figura 173 Notación en el ensayo de vuelco

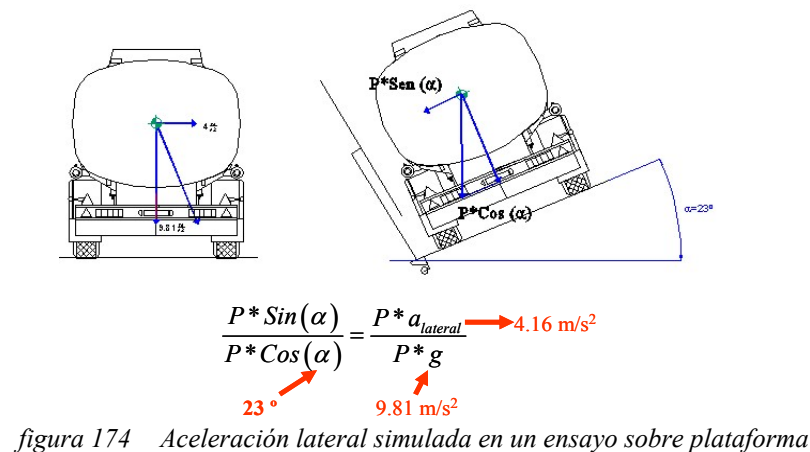
Cuanto más próximo a la unidad sea $\cos\phi$ mejor será la aproximación a la estabilidad lateral del vehículo en condiciones de giro estacionario.

En el ensayo de plataforma, la componente $(g*\cos\phi)$ representa la aceleración vertical (equivalente a la fuerza de la gravedad) y la componente $(g*\sin\phi)$ simula la aceleración lateral a la que se somete al vehículo. Como se puede observar en la componente vertical al vehículo $(\cos\phi \leq 1)$, produce una reducción de la fuerza perpendicular a la plataforma, esto conlleva una elevación del vehículo sobre su vertical debido a la flexibilidad de los neumáticos y suspensión con respecto a la posición normal de reposo sobre superficie horizontal, por lo que los cálculos pueden dar una altura del centro de gravedad mayor, así como un cierto error en la aceleración lateral de vuelco estático minorando su resistencia al vuelco.

Por otra parte, como la aceleración lateral simulada también se reduce, produce unos desplazamientos y giros en los vehículos con cierto error en el cálculo de la aceleración lateral de vuelco estático, mayorando su resistencia al vuelco.

La combinación de los dos factores hace que, en la práctica, los dos errores se superpongan, haciendo que el error cometido sea, generalmente, pequeño, puesto que el vuelco de los vehículos se produce con una aceleración lateral inferior a 0,5 g lo que se traduce en un ángulo menor de 27°, no obstante dada la sencillez de realización, se extiende su rango a ángulos de inclinación mayores, como en el caso de los autobuses a 28° [53] y hasta 35° como en el caso de la normativa de estabilidad inglesa [229]

Para la realización de esta tesis se contó con la plataforma disponible en el INSIA que permite inclinar lateralmente vehículos de hasta 40 tn.



Se han realizado ensayos sobre un conjunto de 13 vehículos que incluía tanto rígidos de dos ejes, como semirremolques de tres ejes.

Las principales características de los vehículos ensayados se muestran a continuación, (Tabla 16 y Tabla 17). Como se puede apreciar las características de los mismos están dentro de los tipos más característicos (tipo R2A y ST3A) definidos en el capítulo quinto.

El vehículo se ha cargado con agua hasta conseguir el peso máximo técnicamente admisible por el vehículo, sin que se supere en un 3% los valores máximos por eje. Para ello se ha seguido el procedimiento de ensayo descrito en el *Reglamento CEPE 111* [183], de tal forma que el factor de llenado ha estado siempre por encima del 70%.

Durante el ensayo y para evitar el deslizamiento lateral del vehículo sobre la plataforma se colocó una viga rectangular conforme se muestra en la figura 175. En algunas normativas (Directiva 2001/85[53]) se limita el valor de la altura de dicha viga, a un valor no mayor de las dos terceras partes (60%) de la altura del flanco. Durante los ensayos se realizaron distintas pruebas empleando dos perfiles de 100 mm y de 14 mm, obteniéndose una variación en el ángulo de vuelco final del vehículo de un grado con neumáticos 305/80R22,5. Por lo que es posible afirmar, como era de esperar que, conforme aumenta la altura del perfil, mayor es el ángulo de vuelco final del vehículo.

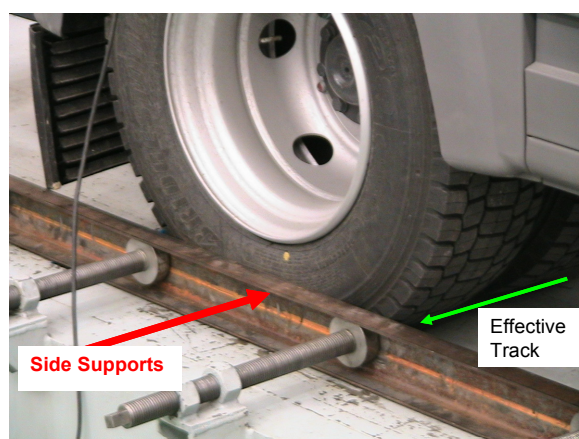


figura 175 Soporte lateral de los neumáticos

ID.	Tipo	MaxMasa	Nº ejes	1ºeje	2ºeje	3ºeje	5ªrueda	Sección	Capacidad	Neumático
S2	semi	39.000	3	9.000	9.000	9.000	12.000	Elíptica	39.541	385/65R22.5
S3	semi	36.000	3	8.000	8.000	8.000	12.000	Elíptica	38.000	385/65R22.5
R1	rígido	4.500	2	1.750	3.200			Elíptica	3.220	195/70R15C
R2	rígido	5.500	2	2.300	3.800			Oval	4.140	205/75R16
R3	rígido	13.000	2	4.500	9.000			Elíptica	9.890	285/70R19.5
R4	rígido	18.000	2	7.100	11.500			Elíptica	13.100	315/80R22.5
R5	rígido	18.000	2	7.100	11.500			Oval	13.570	295/80R22.5
R6	rígido	18.000	2	7.100	11.500			Oval		305/70R22.5
R7	rígido	16.000	2	6.500	10.000			Elíptica	6.000	365/85R20
R8	rígido	7.500	2	3.100	6.000			Elíptica	5.000	215/75R17.5
R9	rígido	16.000	2	5.800	10.900			Elíptica	11.000	285/70R19.5
R10	rígido	18.000	2	7.500	11.500			Oval	12.000	315/80R22.5
R11	rígido	9.500	2	3.400	6.600			Elíptica	6.000	225/75R17.5

Tabla 16. Características de los vehículos I

ID.	Ancho de vía			Sep. Gemelas	hcdg	Hcdb			Rigidez balanceo		
	1ºeje	2ºeje	3ºeje			Hrd1	Hrc2	Hrd3	1º	2º	3º
S1	2,095	2,095	2,095		1,88	0,695	0,695	0,695	664.949	664.949	664.949
S2	2,09	2,09	2,09		1,89	0,573	0,573	0,573	786.382	786.382	786.382
S3	2,04	2,04	2,04		1,743	0,676	0,676	0,676	466.019	466.019	466.019
R1	1,488	1,385		0,42	1,132	0,302	0,302		59.785	99.070	
R2	1,39	1,435		0,254	1,23	0,34	0,34		66.450	139.533	
R3	1,92	1,822		0,314	1,538	0,409	0,669		213.818	262.792	
R4	2,12	1,83		0,352	1,497	0,512	0,739		209.481	374.687	
R5	2,065	1,825		0,33	1,786	0,486	0,827		358.392	546.601	
R6	1,979	1,833		0,33	1,9	0,462	0,526		527.703	889.174	
R7	2,064	2,065			1,522	0,73	0,73		247.735	326.918	
R8	1,68	1,65		0,249	1,346	0,398	0,509		836.62	262.516	
R9	1,926	1,83		0,315	1,35	0,409	0,73		191.065	355.752	
R10	2,079	1,825		0,352	1,597	0,496	0,8		268.511	367.191	
R11	1,82	1,632			1,485	0,367	0,367		197.240	396.288	

Tabla 17. Características de los vehículos II

6.1.1 INSTRUMENTACIÓN EMPLEADA Y CÁLCULOS

Cada uno de los vehículos ensayados se instrumentó con dos inclinómetros colocados en la masa suspendida, lo más cerca posible del centro del eje delantero y trasero respectivamente. Igualmente, se dispuso de dos sensores de inclinación, instalados sobre la plataforma de estabilidad, así como de ocho sensores de desplazamiento lineal, que permiten evaluar el ángulo girado por la masa suspendida así como el desplazamiento vertical y lateral de la misma. Esto, además, permite evaluar la altura del centro de gravedad del vehículo en el umbral de vuelco. Las características de los sensores utilizados se muestran en la siguiente tabla.

Fabricante	SEIKA
Código del modelo	543210UI
Rango	$\pm 80^\circ$ (0-5 V)
Ganancia	16°/V
Fabricante	ASM
Rango	2 m
Ganancia	0,2 m/V

Tabla 18. Sensores empleados en los ensayos sobre plataforma

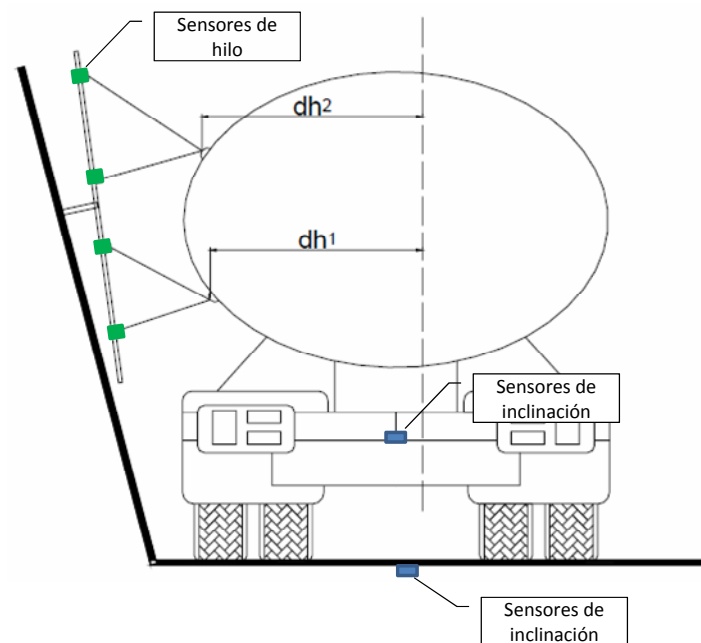


figura 176 Colocación de los sensores en los ensayos sobre plataforma de estabilidad

6.1.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES

Con las medidas realizadas, ha sido posible calcular el valor del centro de gravedad del vehículo empleando el método de cálculo descrito en el anexo IV, que está siendo utilizado como procedimiento específico de ensayo de vehículos según la *Directiva 2001/85* por INSIA. Igualmente, en algunos casos ha sido necesario obtener una estimación de la altura del centro de balanceo y calcular el valor de la rigidez al balanceo combinada de la suspensión y los neumáticos mediante ensayos, puesto que no se conocía su valor, a través de la siguiente ecuación.

$$K_{\phi} = \frac{m^* g^* \sin(\phi_s) (h_{cog} - h_{rc})}{\phi_s} \quad [\text{Ec. 6.3}]$$

Siendo;

- m la masa suspendida
- ϕ_s el ángulo girado por la masa suspendida
- h_{cog} la altura del centro de gravedad de la masa suspendida
- h_{rc} la altura del centro de balanceo.

El ángulo de vuelco obtenido conforme el procedimiento de ensayo del R111 se muestra en la Tabla 19. Como se puede apreciar, todos los vehículos analizados cumplen con el requisito de no presentar inestabilidad con ángulos menores de 23°.

ID.	Rollover Test angle (°)	R111 (°)	R111 Mod (°)	Proposed model (°)	R111 error (°)	R111 Mod. Error (°)	Proposed model error (°)	R111 error (%)	R111 Mod. error (%)	Proposed model error (%)
S1	24,8	23	25,2	24,6	1,8	-0,4	0,2	7,80%	-1,40%	0,80%
S2	24,2	23,47	24,6	25,8	1,8	-0,4	-1,6	8,10%	-1,80%	-6,20%
S3	23,9	22,9	25,2	23,9	1	-1,3	0	4,20%	-5,20%	0,00%
R1	29,6	24,2	28,6	29,7	5,4	1	-0,1	22,10%	3,60%	-0,30%
R2	25,6	22,6	25,8	25,7	3	-0,2	-0,1	13,20%	-0,70%	-0,40%
R3	26,5	24,5	27,5	26,4	2	-1	0,1	8,20%	-3,70%	0,40%
R4	29	24,6	28,2	28,9	4,4	0,8	0,1	17,80%	2,80%	0,30%
R5	27,4	21,6	24,6	27	5,8	2,8	0,4	27,00%	11,20%	1,50%
R6	26,4	21,6	24,7	25,6	4,8	1,7	0,8	22,20%	6,70%	3,10%
R7	29,5	24,7	26,9	29,6	4,8	2,6	-0,1	19,50%	9,60%	-0,30%
R8	30,2	23,8	26,6	30,1	6,4	3,6	0,1	27,10%	13,70%	0,30%
R9	30,5	27,2	30,5	30,7	3,3	0	-0,2	11,90%	0,20%	-0,70%
R10	27	23,4	26,8	27,3	3,6	0,2	-0,3	15,30%	0,60%	-1,10%
R11	28,3	24,5	27,6	28,3	3,8	0,7	0	15,50%	2,50%	0,00%

Tabla 19. Resultados de ensayo y cálculo

Igualmente, como el *Reglamento R111* propone un método de cálculo de la estabilidad lateral, que supone comportamiento lineal de la suspensión y de los neumáticos y una altura fija de los centros de balanceo, se realizó el cálculo empleando dicho método cuyos resultados se muestran en la tabla anterior. Como se puede apreciar, el método de cálculo predice un ángulo de vuelco menor que el experimental, el error cometido oscila entre un mínimo de un 4.2% (1°) y un máximo de un 27.7% (6.4°).

El error en la estimación del ángulo de vuelco que se comete con el método de cálculo se debe a varios motivos. Las simplificaciones realizadas en su

planteamiento implican que sea muy conservador, puesto que considera lineal el comportamiento de la suspensión en todo su recorrido y no considera la influencia de los topes de compresión de la misma. Además, tampoco considera el efecto de los topes laterales que es necesario colocar en los ensayos, y puesto que, es un procedimiento de certificación reglamentaria obligatorio en España, puede implicar un mayor número de ensayos para los fabricantes.

Además, no se considera la influencia ejercida por los topes laterales, que modifican el punto de pivotamiento del vehículo en instantes previos al vuelco del mismo. Tampoco se considera la influencia de la rigidez lateral de los neumáticos.

6.2 ENSAYOS DINÁMICOS

Con objeto de evaluar la estabilidad lateral de los vehículos y una vez analizada las características de una muestra del parque de vehículos, en lo referente a sus características más representativas, se procedió a la realización de diferentes tipos de ensayos con un vehículo real, similar a los que normalmente realizan el transporte de mercancías peligrosas por carretera, para evaluar su aptitud frente al vuelco lateral.

6.2.1 VEHÍCULO ENSAYADO

El vehículo ensayado es un tractor con semirremolque de tres ejes, que por sus características se puede considerar representativo, en su segmento, del parque de vehículos español.

Las características del mismo se indican en la siguiente tabla.

Longitud total del vehículo:	14,54 m
Anchura:	2,550 m
Altura:	2,961 m
Distancia entre ejes más alejados:	11,39 m
Vía:	Delantera 2,073 mm Trasera 1,880 mm, Semirremolque 2,040 mm
Capacidad nominal de la cisterna:	4.000 l.
Batalla del tractor	3,6 m
Adelanto de la 5ª rueda	0,63 m
Distancia King-pin tercer eje	5,72 m

Distancia entre tercer y cuarto eje	1,32 m	
Distancia entre cuarto y quinto eje	1,32 m	
Neumáticos	Eje 1° 385/55R22.5 Eje 2° 495/45R22.5 Eje 3°-4°-5° 385/55R22.5	
MMTA Tractor	Primer eje	7.100 kg
	Segundo eje	11.500 kg
	Total	18.000 kg
Semirremolque	5ª Rueda	11.000 kg
	Tercer eje	8.000 kg
	Cuarto eje	8.000 kg
	Quinto eje	8.000 kg
	Total	35.000 kg

Tabla 20. Características del vehículo ensayado

6.2.1.1 SUSPENSIÓN DEL VEHÍCULO Y EJES

Suspensión del tractor	Delantera: Ballestas parabólicas de dos hojas, amortiguador y barra estabilizadora. Separación entre ballestas 830 mm Trasera: Neumática de cuatro fuelles amortiguador y barra estabilizadora. Separación entre balonas 720 mm
Suspensión del semirremolque	Neumática de eje rígido con brazos tirados y amortiguador. Separación entre balonas 1,2 m

Tabla 21. Características del vehículo ensayado II

La determinación de los parámetros de rigidez se ha realizado mediante cálculo, en base a los planos y medidas directas sobre el vehículo y de la documentación disponible del fabricante.

Para las barras estabilizadoras, si se consideran las características de material habituales para este componente, se puede determinar la rigidez de la barra estabilizadora en base a las cotas mostradas en la figura 177 considerando que existe flexión en el tramo “12”, torsión más flexión en el tramo “b” y únicamente torsión en el tramo entre apoyos “2c”, aplicando principio de trabajos virtuales, se obtiene la ecuación [Ec. 6.4] que permite determinar la rigidez de la misma.

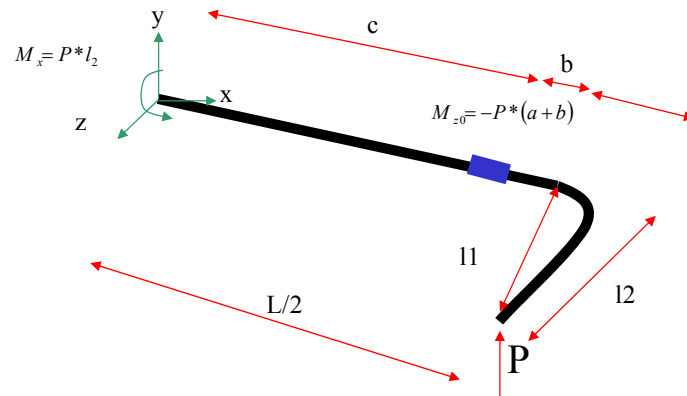


figura 177 Cotas para determinar la rigidez de una estabilizadora

$$k_{\phi} = \frac{L^2}{2 * \frac{1}{3EI} [l_1^3 - a^3 - 2(a+b)^3 + 4l_2^2(b+c)]} \quad [\text{Ec. 6.4}]$$

6.2.1.2 CARACTERIZACIÓN DE LOS NEUMÁTICOS

Únicamente se ha podido evaluar la rigidez vertical de los neumáticos delanteros de la tractora y del semirremolque, mediante un ensayo cuasi-estático para determinar su rigidez radial estática, empleando un banco de pruebas que aplicaba carga radial sobre el neumático en seis zonas, distribuidas uniformemente a lo largo de la circunferencia, midiéndose conjuntamente fuerza y desplazamiento, con la presión de inflado indicada por el fabricante. En la siguiente figura se muestra los resultados y sobre-impreso el ajuste lineal de cada uno de los puntos y su valor promedio.

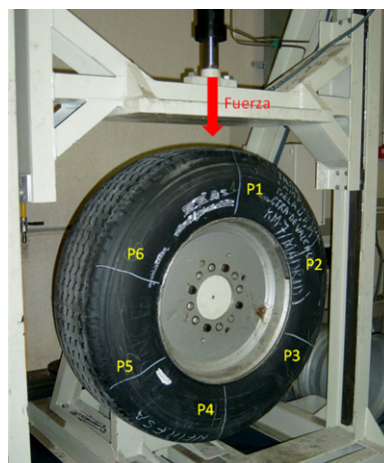


figura 178 Ensayo de rigidez radial 385/55R22.5

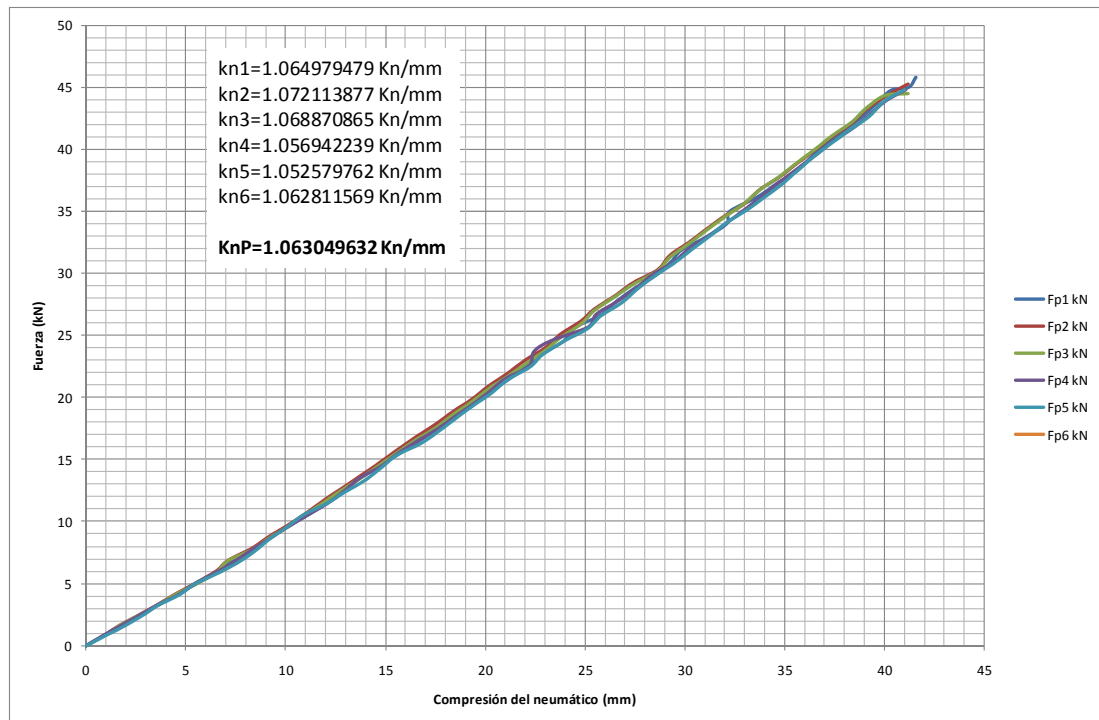


figura 179 Gráfica de rigidez radial 385/55R22.5

En el caso del neumático trasero, la rigidez trasera es de 1,5805 kN/mm. Esta suposición puede ser aceptable, puesto que en el caso anterior, la diferencia, entre cálculo teórico y ensayo experimental, es de un 6% únicamente.

Neumático	Rigidez teórica kN/mm	Rigidez de ensayo kN/mm
385/55R22.5	1,12682	1,063049632
495/45R22.5	1,58050	

Tabla 22. Características de los neumáticos empleados

Para definir las curvas de comportamiento longitudinal se ha recurrido a los valores teóricos encontrados en la bibliografía y los disponibles en el software, para un neumático con la misma capacidad de carga y dimensiones.

6.2.1.3 SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA CISTERNA

La geometría de la sección transversal de la virola del vehículo de ensayo es la denominada ovalada, con la geometría descrita en la figura 62 del capítulo 6.



figura 180 Sección de transversal de la virola cisterna del vehículo de ensayo

6.2.2 MANIOBRAS PARA EVALUAR LA ESTABILIDAD LATERAL

En base a la recopilación bibliográfica analizada en el punto 1, se han seleccionado las siguientes maniobras a realizar durante los ensayos dinámicos con el vehículo cisterna.

Maniobra circular. Se realizaron ensayos sobre una superficie asfaltada y plana describiendo trayectorias circulares de diámetro aproximado 31 m, con velocidad constante del vehículo, por cuanto es la base en la que se fundamenta el cálculo cuasi-estático y los ensayos en plataforma.



figura 181 Maniobra circular

Maniobra de simple cambio de carril. La maniobra de cambio de carril, aun cuando no está clasificada como maniobra que permite evaluar la estabilidad lateral, sino que está especialmente recomendada para evaluar la estabilidad direccional y el factor de amplificación de la aceleración en los conjuntos de tractor-remolque, su realización equivaldría a una situación similar a la producida en un adelantamiento de un vehículo.

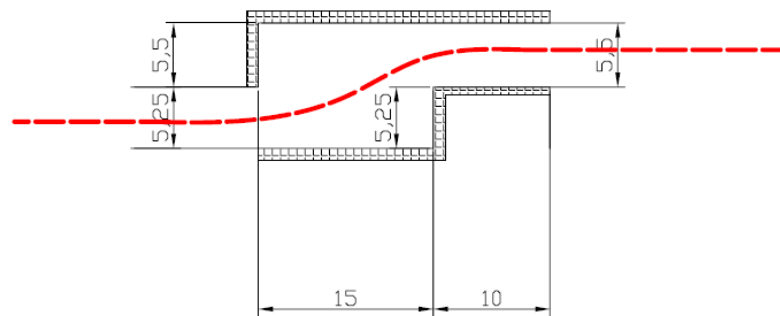


figura 182 Maniobra de cambio de carril simple



figura 183 Ensayo de cambio de carril simple

Maniobra de doble cambio de carril o esquiwa de obstáculo (NATO AVTP 03-160). Maniobra que está indicada tanto para evaluar la estabilidad lateral como el comportamiento dinámico del vehículo, siendo además un requisito obligatorio en códigos de vehículos, como la NFPA [149][148] para vehículos de protección contra incendios. Simula una maniobra de esquiwa de un obstáculo en carretera y al igual que la ISO 3888 Parte 2, "Consumers Union Short Course" y TOP están indicadas para evaluar el comportamiento lateral del vehículo.

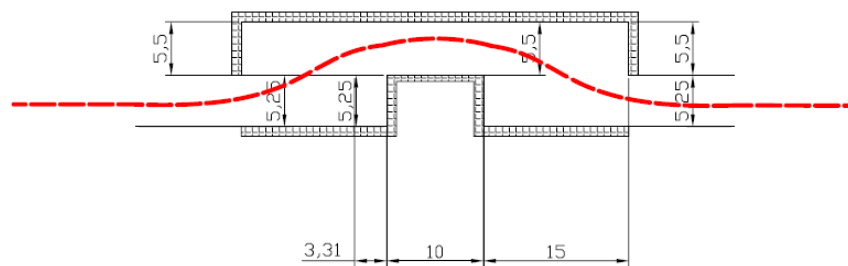


figura 184 Maniobra de doble cambio de carril



figura 185 Ensayo de doble cambio de carril

Slalom entre conos a 17 m de distancia (inicialmente a 15 m). Maniobra severa que genera elevadas aceleraciones, indicada para evaluar la estabilidad lateral.

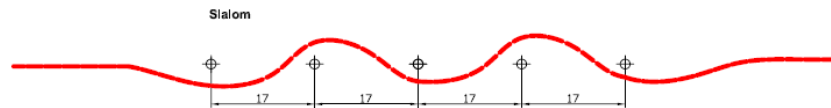


figura 186 Maniobra de slalom con separación de 17 m



figura 187 Maniobra de slalom con separación de 17 m

Todas las pruebas dinámicas se realizaron en el circuito de CanPadro, por un conductor profesional y sobre superficie asfaltada y limpia en las zonas que se indican en la siguiente figura.

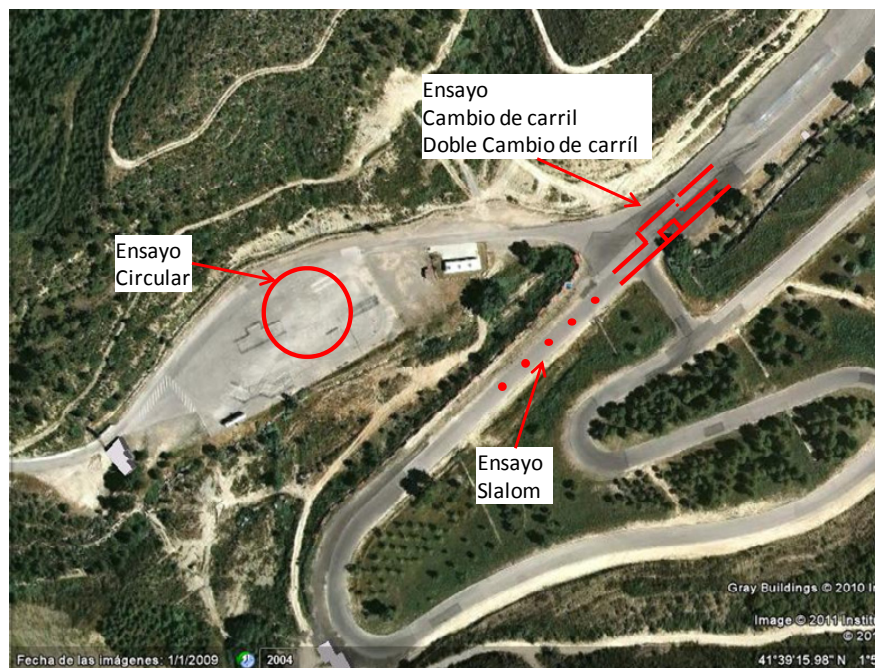


figura 188 Localización de las zonas de pruebas

La sistemática empleada en los ensayos fue siempre la misma. Antes de empezar cada tanda, se procedía a la verificación de la instrumentación y se realizaban unas vueltas al circuito para calentamiento de los neumáticos. Una vez realizado, se procedía a realizar varias pasadas describiendo la maniobra a ensayar para que el conductor se habituara a la misma y pudiera tomar las referencias oportunas.

Antes de iniciar cada ensayo, el conductor ajustaba la velocidad de consigna del mismo, empleando el control de velocidad del camión, para intentar mantenerla constante durante todo el ensayo.

6.2.3 INSTRUMENTACIÓN

Para poder realizar un análisis de las principales variables que determinan el comportamiento del vehículo, así como para la posterior validación de los modelos de simulación propuestos en la fase anterior, se procedió a instrumentar el vehículo de ensayo con diferentes sensores que permiten la obtención de las aceleraciones, velocidades, desplazamientos y giros del vehículo así como entre sus partes.

En las siguientes tablas se muestran las características de los diferentes sensores empleados en la instrumentación del vehículo.

Fabricante	ONO SOKKI
Código del modelo	LC-660S
Rango	1,5 - 250 km/h
Ganancia	50 km/h /V



Fabricante	ASM
Rango	1,25 m
Característica	Alta aceleración
Ganancia	8 V/m





Fabricante	MEL
Rango	340 ± 100 mm
Ganancia	10 mm/V





Fabricante	Sensorex
Rango	10 g
Ganancia	166 mV/g
Frecuencia	600 Hz


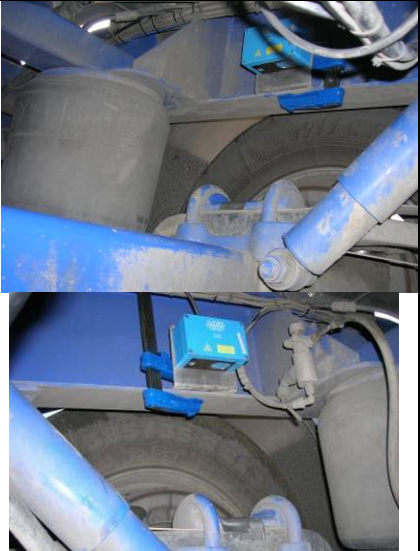
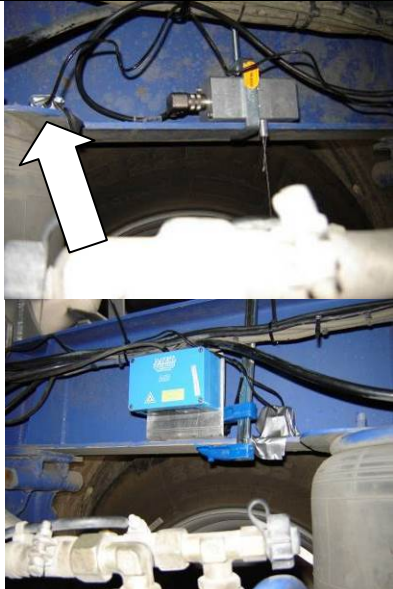
Tabla 23. Características de los sensores

A continuación se muestra la localización de los sensores empleados en los ensayos dinámicos.

INSTRUMENTACIÓN DEL TRACTOR		
Sensor de velocidad	Localización En el lateral derecho del tractor, en el cetro de la batalla.	
	Función Medida de la velocidad longitudinal de avance del vehículo	
Giro del volante	Localización En el brazo de accionamiento de la barra de dirección	
	Función Medir el giro del volante a través del giro de reenvío de la dirección	

INSTRUMENTACIÓN DEL TRACTOR		
Sensores de hilo HG de desplazamiento	Localización En la balona trasera del eje motriz del tractor	
	Función Medida recorrido de la suspensión	
Acelerómetro monoaxial	Localización En el apoyo de la balona trasera del eje motriz del tractor	
	Función En la balona trasera derecha del eje motriz del tractor	
Acelerómetro triaxial	Localización En el travesaño central del bastidor de la cabeza tractora	
	Función Medida de las aceleraciones longitudinal, transversal y vertical del tractor	

INSTRUMENTACIÓN DEL SEMIRREMOLQUE		
Acelerómetro triaxial (3 acelerómetros orientados formando un triedro cartesiano)	Localización En la parte inferior de la cisterna, por delante del tercer eje, en la estructura soporte del dispositivo antivuelco	
	Función Medida de las aceleraciones longitudinal, transversal y vertical del semirremolque	
Acelerómetro monoaxial	Localización En la parte frontal delantera de la cisterna	
	Función Medida de la aceleración lateral en la delantera.	
Sensores de hilo HG de desplazamiento	Localización Localizados a ambos lados de cada uno de los ejes del semirremolque, a una distancia entre ellos de 1.130 mm Eje 3	 
	Función Medida del recorrido de la suspensión de cada lado de cada uno de los ejes, además permite estimar el ángulo de balanceo del vehículo.	

INSTRUMENTACIÓN DEL SEMIRREMOLQUE		
Sensores laser de desplazamiento	Localización Localizados a ambos lados de cada uno de los ejes del semirremolque, a una distancia entre ellos de 1.130 mm Eje 4°	
	Función Medida del recorrido de la suspensión de cada lado de cada uno de los ejes, además permite estimar el ángulo de balanceo del vehículo	
Sensores laser de desplazamiento	Localización Localizados a ambos lados de cada uno de los ejes del semirremolque, a una distancia entre ellos de 1.160 mm Eje 5°	
	Función Medida del recorrido de la suspensión de cada lado de cada uno de los ejes, además permite estimar el ángulo de balanceo del vehículo	
Aceleración biaxial en el eje central derecho y vertical en el izquierdo del 2° eje del semirremolque	Localización Localizados a ambos lados de cada uno de los ejes del semirremolque, a una distancia entre ellos de 1.200 mm Eje 4°	
	Función Medida de la aceleración vertical y transversal el eje central en los apoyos de la suspensión	


INSTRUMENTACIÓN DEL SEMIRREMOLQUE		
Acelerómetro monoaxial	Localización En la parte frontal delantera de la cisterna	

Tabla 24. Instrumentación empleada en el vehículo

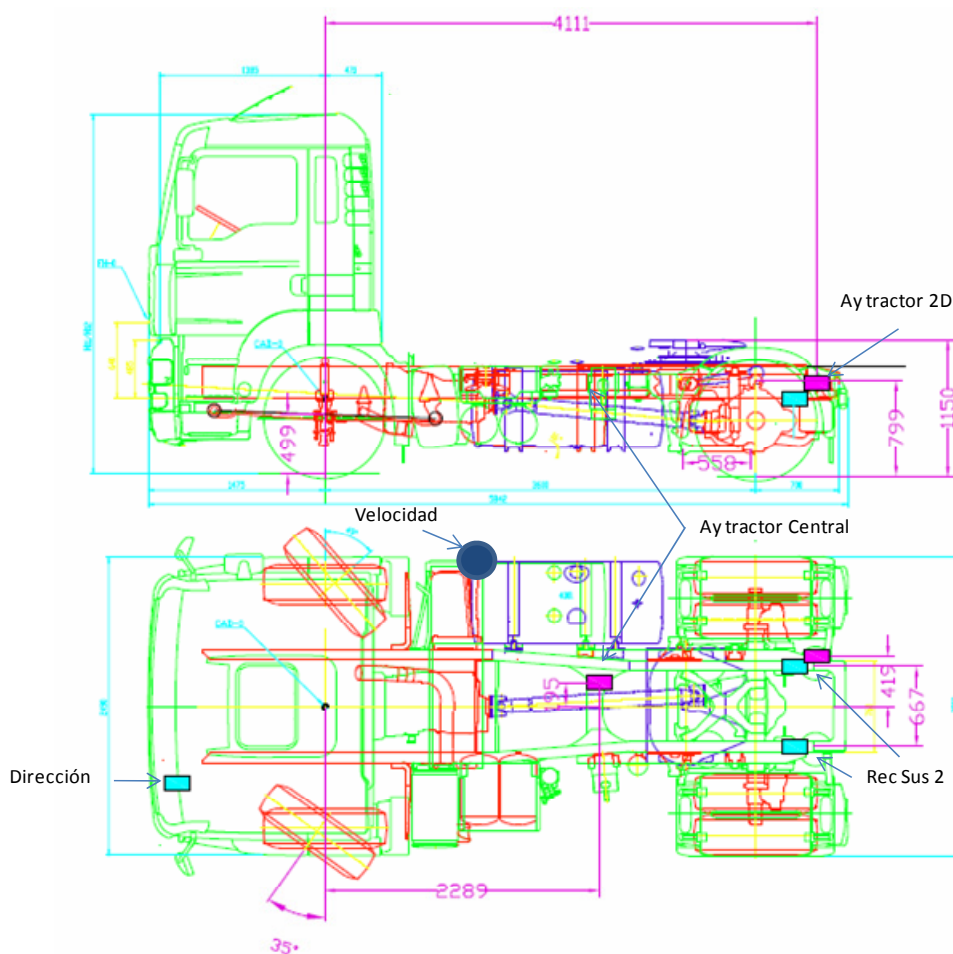


figura 189 Plano del vehículo tractor y localización sensores

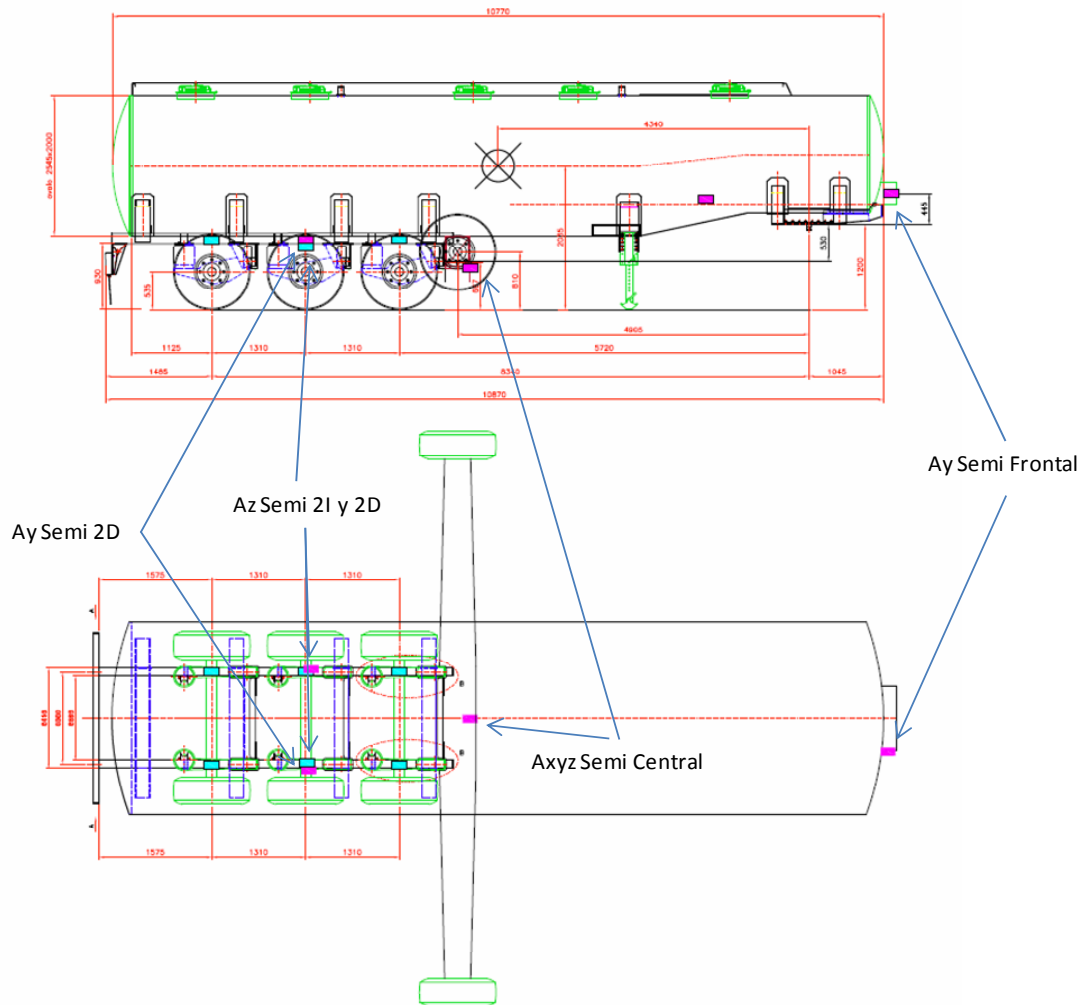


figura 190 Plano del semirremolque y localización de los sensores

La adquisición de las diferentes señales de medida generadas por cada uno de los sensores, se realizó a través de un PC, con una tarjeta de adquisición de National Instruments de 32 canales, con una frecuencia de muestreo de 400 Hz.

6.2.3.1 FILTRADO

Antes de proceder al análisis experimental, fue necesario filtrar las señales registradas en los ensayos, empleando el siguiente filtro (*Norma ISO 14791:2000* [106])

Filtro de paso bajo, Butterword de orden 4.

- Ancho de la banda pasante comprendido entre 0 y 10 Hz.
- El valor de la ganancia en la banda pasante es de $1 \pm 0,0005\%$.
- La ganancia del filtro en la banda rechazada es menor de 0,01.

6.2.4 VARIABLES CALCULADAS

6.2.4.1 ÁNGULO GIRADO POR LAS RUEDAS Y POR LA DIRECCIÓN

Como se ha comentado en el apartado de instrumentación, se empleó un sensor de desplazamiento potenciométrico, colocado en la biela del hidráulico de la dirección, de forma que se pueda medir el giro de esta, como un desplazamiento con respecto al origen del sensor. En la siguiente figura se muestra un esquema del montaje.

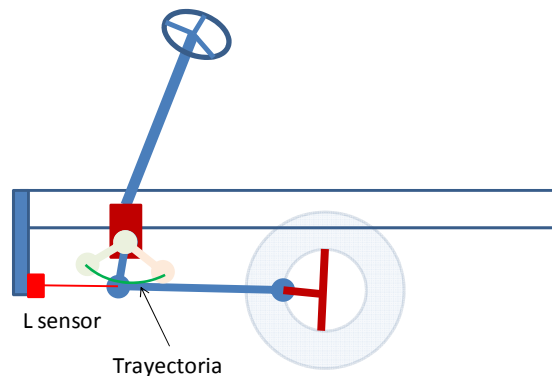


figura 191 Esquema de montaje del sensor de la dirección

Con los datos obtenidos de incremento de longitud del sensor de hilo y teniendo en cuenta los ángulos medios en la rueda izquierda y derecha se ha establecido la relación entre desplazamiento del sensor y giro de las ruedas y del volante.

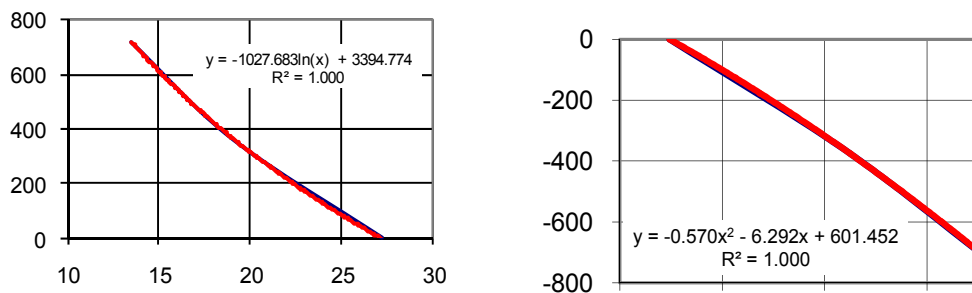


figura 192 Curva de ajuste del giro de volante

El giro en las ruedas se ha establecido en función de los ángulos medidos en el suelo al girar el volante a izquierda y derecha.

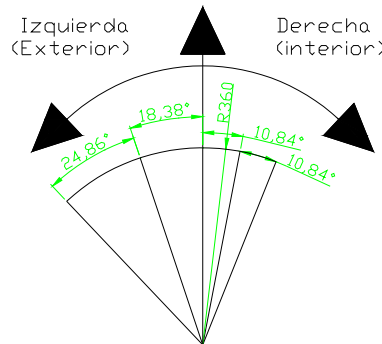


figura 193 Giro medio en las ruedas Poner el dibujo con las dos ruedas

El método empleado en la medida del ángulo de giro de las ruedas directrices, presenta un pequeño error, puesto que como la calibración se realiza en estático, el par resistente de la dirección puede inducir un pequeño error, al disminuir el ángulo real de giro de las ruedas.

6.2.4.2 ÁNGULO DE BALANCEO

A partir de las señales de recorrido de la suspensión es posible calcular el balanceo y cabeceo del vehículo mediante el ajuste de un plano, según Jiménez (2006), sin embargo y dado que en esta tesis el objetivo se centra en la estabilidad lateral, en su lugar se ha determinado el ángulo de balanceo local, de los apoyos de la suspensión, de cada uno de los ejes instrumentados conforme a la ecuación [Ec. 6.5].

Esta simplificación no tiene en cuenta el balanceo debido a la compresión de los neumáticos, su contribución según LaClair et al (2010)[122] estará comprendida entre 1,5° a 2° que se sumarán al balanceo calculado, por tanto el balanceo real del vehículo será siempre algo mayor al valor calculado.

$$\phi_i = \arctan \left(\frac{R_{susp_D} - R_{susp_I}}{Sep} \right) \quad [Ec. 6.5]$$

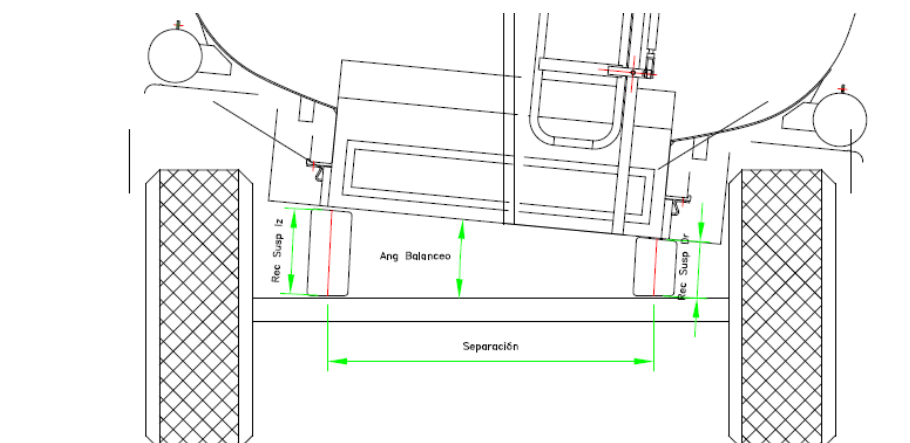


figura 194 Esquema de cálculo del balanceo

6.2.5 MATRIZ DE ENSAYOS

La matriz de ensayos efectuados en cada una de las maniobras seleccionadas es la mostrada en las siguientes tablas, en ellas se ha representado el valor de velocidad objetivo a conseguir en el ensayo y entre paréntesis se muestra el número de repeticiones de la maniobra:

MANIOBRA CIRCULAR	VACÍO Nº Rep.	50% f.d.11 Nº Rep.	100% f.d.11 Nº Rep...
	29 (3)	29 (2)	29 (2)
	30 (3)	30 (2)	30 (2)
	31 (3)	31 (2)	31 (2)
	32 (3)	32 (2)	32 (2)
	33 (3)	33 (2)	33 (2)
		34 (2)	
		35 (2)	

SLALOM	VACÍO Nº Rep.	50% f.d.11 Nº Rep.	100% f.d.11 Nº Rep.
	30 (3)		30 (2)
	31 (3)		31 (2)
	32 (3)	32 (2)	32 (2)
	33 (3)	33 (2)	33 (2)
	34 (3)	34 (2)	34 (2)
	35 (3)	35 (2)	35 (2)
	36 (3)	36 (2)	36 (2)
	37 (3)	37 (2)	37 (2)
	38 (3)		38 (2)
	39 (3)		39 (2)
	40 (3)		40 (2)
	41 (3)		
	42 (3)		

CAMBIO DE CARRIL	VACÍO Nº Rep.	50% f.d.ll Nº Rep.	100% f.d.ll Nº Rep.
	41 (2)	41 (2)	41 (2)
	42 (2)	42 (2)	42 (2)
	43 (2)	43 (2)	43 (2)
	44 (2)	44 (2)	44 (2)
	45 (2)	45 (2)	45 (2)
	46 (2)	46 (2)	46 (2)
	47 (2)	47 (2)	47 (2)
		48 (2)	48 (2)
		49 (2)	49 (2)
		50 (2)	50 (2)
			51 (2)
			52 (2)
	55 (2)	55 (2)	

DOBLE CAMBIO DE CARRIL	VACÍO Nº Rep.	50% f.d.ll Nº Rep.	100% f.d.ll Nº Rep.
	37 (2)	37 (2)	37 (2)
	38 (2)	38 (2)	38 (2)
	39 (2)	39 (2)	39 (2)
	40 (2)	40 (2)	40 (2)
	41 (2)	41 (2)	41 (2)
	42 (2)	42 (2)	42 (2)
	43 (2)	43 (2)	43 (2)
	44 (2)		
			51 (2)

Tabla 25. Matriz de ensayos efectuada en cada una de las maniobras, entre paréntesis el número de repeticiones

6.2.6 RESULTADOS EXPERIMENTALES

A continuación se muestran las tablas resumen con los resultados de ensayo. Para cada ensayo se ha tabulado el valor de la velocidad objetivo con la que realizar el ensayo, debajo se ha puesto la velocidad promedio del tramo comprendido entre el pico máximo y mínimo de aceleración de la curva del aceleración lateral del semirremolque (figura 195)

En el caso de los ensayos circulares, se ha determinado el valor de aceleración lateral máximo o mínima, según la orientación del acelerómetro y para determinar el valor de la velocidad, se ha promediado el valor de la curva comprendido entre dos segundos antes y después del pico.

Seguidamente aparecen los valores máximos y mínimos para cada uno de los acelerómetros laterales y el valor pico-pico. Igualmente se han señalado los instantes de tiempo correspondientes a cada uno de los picos de aceleración.

En la última fila se ha consignado con una letra el resultado final, poniendo "N" si no se producía el vuelco, "D" si se producía despegue de las ruedas o "V" si finalmente se producía el vuelco del vehículo. Estas anotaciones están basadas en la apreciación visual durante los ensayos y posteriormente de los videos de los mismos observando tales circunstancias. Se considera despegue de las ruedas, cuando estas se levantan del suelo, pero el vehículo no llega a apoyar con las ruedas del dispositivo antivuelco y se considera vuelco del vehículo, cuando las ruedas del

semirremolque despegan y además, las ruedas del antivuelco llegan a apoyar en el suelo.

En todos los ensayos se comenzó desde la velocidad mínima y se iba incrementando paulatinamente hasta conseguir identificar visualmente el umbral de vuelco.

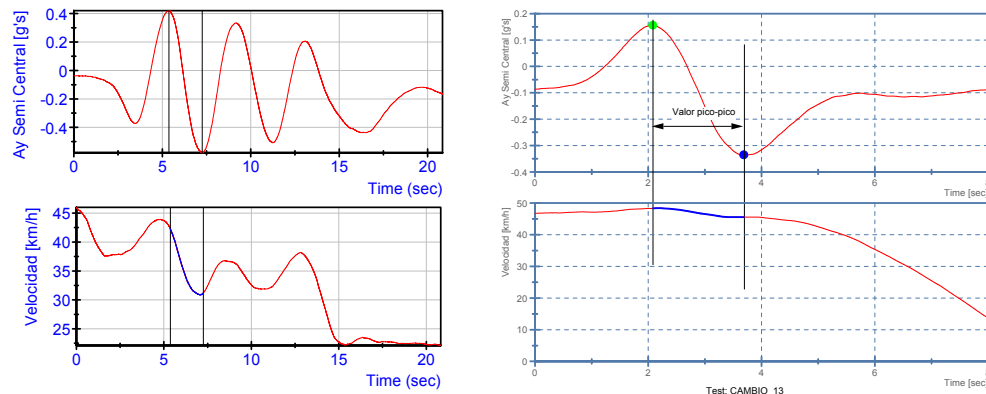


figura 195 Esquemas de velocidades promedios en cada maniobra

6.2.6.1 MANIOBRA DE GIRO ESTACIONARIO

6.2.6.1.1 Vehículo con los tanques vacíos

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8	E 9
	V obj	29	29	29	30	30	30	31	31	31
	Velocidad	29.91	27.80	28.64	28.82	28.75	28.41	29.99	30.09	29.36
Ay Tractor Central	Máx	-0.090	-0.064	-0.060	-0.062	-0.066	-0.058	-0.061	-0.061	-0.056
	Min	-0.453	-0.424	-0.418	-0.434	-0.421	-0.425	-0.466	-0.478	-0.456
	Dif	0.364	0.360	0.358	0.372	0.356	0.367	0.405	0.418	0.400
Ay Tractor Sus 2D	Máx	-0.064	-0.047	-0.047	-0.048	-0.048	-0.044	-0.046	-0.045	-0.042
	Min	-0.429	-0.392	-0.393	-0.405	-0.393	-0.406	-0.438	-0.445	-0.437
	Dif	0.365	0.344	0.346	0.357	0.345	0.362	0.392	0.400	0.395
Ay Semi Central	Máx	-0.075	-0.069	-0.051	-0.071	-0.070	-0.066	-0.068	-0.065	-0.063
	Min	-0.442	-0.411	-0.403	-0.424	-0.410	-0.426	-0.452	-0.462	-0.451
	Dif	0.441	0.413	0.397	0.428	0.415	0.428	0.460	0.465	0.459
Ay Semi Frontal	Máx	-0.021	-0.030	-0.023	-0.039	-0.033	-0.030	-0.036	-0.021	-0.039
	Min	-0.464	-0.439	-0.429	-0.446	-0.433	-0.442	-0.481	-0.488	-0.477
	Dif	0.443	0.409	0.405	0.407	0.400	0.413	0.445	0.467	0.438
Ay Semi 2D	Máx	-0.233	-0.209	-0.205	-0.205	-0.216	-0.221	-0.219	-0.218	-0.216
	Min	-0.571	-0.540	-0.540	-0.557	-0.540	-0.559	-0.584	-0.590	-0.584
	Dif	0.338	0.331	0.335	0.352	0.324	0.338	0.365	0.372	0.368
T peak	Ti	70.135	34.718	41.653	47.065	36.933	0.295	48.558	35.570	40.230
	Tn	51.075	22.030	33.885	29.823	29.360	15.840	27.955	30.280	30.753
	Tp2	70.278	35.108	41.658	47.200	37.385	34.945	48.908	35.945	40.365
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N	N	N

		E 10	E 11	E 12	E 13	E 14	E 15
	V obj	32	31	32	33	33	33
	Velocidad	30.83	30.83	29.71	30.82	30.71	30.71
Ay Tractor Central	Máx	-0.036	-0.036	-0.055	-0.050	-0.058	-0.054
	Min	-0.498	-0.498	-0.484	-0.522	-0.503	-0.508
	Dif	0.462	0.462	0.429	0.472	0.444	0.454
Ay Tractor Sus 2D	Máx	-0.022	-0.022	-0.037	-0.034	-0.042	-0.036
	Min	-0.474	-0.474	-0.465	-0.495	-0.485	-0.481
	Dif	0.452	0.452	0.428	0.462	0.444	0.444
Ay Semi Central	Máx	-0.053	-0.053	-0.053	-0.071	-0.062	-0.045
	Min	-0.489	-0.489	-0.473	-0.507	-0.497	-0.499
	Dif	0.504	0.504	0.481	0.533	0.506	0.489
Ay Semi Frontal	Máx	-0.016	-0.016	-0.011	-0.060	-0.036	-0.020
	Min	-0.512	-0.512	-0.492	-0.533	-0.520	-0.517
	Dif	0.497	0.497	0.481	0.474	0.484	0.498
Ay Semi 2D	Máx	-0.196	-0.196	-0.200	-0.207	-0.214	-0.198
	Min	-0.618	-0.618	-0.608	-0.634	-0.629	-0.630
	Dif	0.422	0.422	0.408	0.428	0.414	0.431
T peak	Ti	32.375	32.375	35.040	0.435	48.573	39.550
	Tn	20.480	20.480	23.378	21.155	29.555	28.655
	Tp2	32.525	32.525	35.468	0.990	49.035	39.828
VUELCO		N	N	N	N	N	N

Tabla 26. Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h]. Circular, f.d.11. 0%

Con el vehículo vacío, se llegó a alcanzar una velocidad máxima de 35 km/h sin que se produjera el vuelco, no se continuó aumentando la velocidad porque el vehículo comenzaba a exhibir comportamiento direccional inestable (opinión del conductor).

El valor máximo de aceleración lateral medido en los ensayos con el acelerómetro colocado en la parte central de la cisterna se produjo en el ensayo “E13” es de 0,533 g y en con el acelerómetro colocado en la parte frontal el máximo se produjo en el ensayo “E15” con un valor de 0,498 g, ambas con una velocidad objetivo de ensayo de 33 km/.

6.2.6.1.2 Vehículo con los tanques al 50% de factor de llenado

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8	E 9
	V obj	29	29	30	30	31	31	32	33	33
	Velocidad	32.518	31.250	30.815	30.781	33.408	36.344	32.342	34.871	35.221
Ay Tractor Central	Máx	0.326	0.313	0.339	0.354	0.370	0.376	0.421	0.439	0.432
	Min	-0.092	-0.088	-0.083	-0.097	-0.075	-0.088	-0.072	-0.065	-0.061
	Dif	0.418	0.401	0.422	0.451	0.445	0.464	0.492	0.503	0.493
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.360	0.340	0.369	0.384	0.403	0.410	0.471	0.466	0.460
	Min	-0.054	-0.056	-0.064	-0.056	-0.053	-0.052	-0.039	-0.049	-0.033
	Dif	0.414	0.396	0.433	0.441	0.457	0.462	0.510	0.515	0.494
Ay Semi Central	Máx	0.286	0.275	0.304	0.315	0.336	0.345	0.383	0.407	0.401
	Min	-0.101	-0.095	-0.098	-0.108	-0.110	-0.096	-0.097	-0.092	-0.098
	Dif	0.386	0.370	0.402	0.424	0.447	0.441	0.479	0.499	0.499
Ay Semi Frontal	Máx	0.282	0.269	0.296	0.311	0.331	0.336	0.380	0.406	0.398
	Min	-0.170	-0.168	-0.163	-0.188	-0.188	-0.158	-0.162	-0.159	-0.164
	Dif	0.451	0.438	0.459	0.500	0.519	0.494	0.542	0.565	0.561
Ay Semi 2D	Máx	0.174	0.162	0.201	0.233	0.244	0.267	0.273	0.300	0.296
	Min	-0.224	-0.243	-0.221	-0.232	-0.231	-0.218	-0.216	-0.214	-0.218
	Dif	0.398	0.405	0.422	0.465	0.475	0.485	0.489	0.515	0.514
T peak	Ti	40.975	25.913	41.625	29.435	27.970	22.693	24.340	27.143	18.388
	Tn	48.905	37.633	54.095	42.280	37.750	34.028	32.590	42.568	45.820
	Tp2	41.890	26.360	41.663	29.485	28.025	26.068	24.555	27.183	18.718
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N	N	N

		E10	E 11	E 12	E 13
	V obj	34	34	35	35
	Velocidad	31.560	35.674	35.730	34.940
Ay Tractor Central	Máx	0.431	0.438	0.453	0.480
	Min	-0.076	-0.058	-0.067	-0.063
	Dif	0.507	0.496	0.520	0.543
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.444	0.475	0.487	0.516
	Min	-0.035	-0.039	-0.035	-0.041
	Dif	0.479	0.514	0.522	0.556
Ay Semi Central	Máx	0.392	0.414	0.518	0.550
	Min	-0.093	-0.085	-0.094	-0.090
	Dif	0.486	0.499	0.611	0.640
Ay Semi Frontal	Máx	0.390	0.409	0.520	0.542
	Min	-0.180	-0.150	-0.161	-0.160
	Dif	0.570	0.560	0.681	0.702
Ay Semi 2D	Máx	0.291	0.307	0.425	0.458
	Min	-0.211	-0.210	-0.214	-0.275
	Dif	0.502	0.517	0.639	0.733
T peak	Ti	18.993	44.120	35.288	28.693
	Tn	34.903	50.353	46.160	42.165
	Tp2	23.135	44.143	35.835	29.295
VUELCO		N	N	V	V

Tabla 27. Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h]. Circular, f.d.ll. 50%

En el ensayo con llenado del 50%, el valor de aceleración lateral máximo, medido en el frontal del semirremolque, que produjo el vuelco fue de 0,681 g y de 0,611 g en la parte central, medidos en el ensayo “E12” con una velocidad de 35,73

km/h. Hay que mencionar que con un valor de 0,561 g medido en el ensayo “E9” a 35,22 km/h no se producía el levantamiento de las ruedas interiores, por lo que el umbral de vuelco del vehículo se puede establecer en ese valor.

6.2.6.1.3 Vehículo con los tanques al 100% de factor de llenado

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8	E 9
	V obj	29	29	30	30	31	31	32	32	33
	Velocidad	31.764	28.338	29.203	29.737	28.597	31.244	26.424	30.902	30.546
Ay Tractor Central	Máx	-0.038	-0.058	-0.064	-0.071	-0.061	-0.061	-0.058	-0.068	-0.062
	Min	-0.428	-0.421	-0.483	-0.486	-0.538	-0.519	-0.536	-0.518	-0.559
	Dif	0.391	0.363	0.420	0.415	0.477	0.458	0.478	0.451	0.497
Ay Tractor Sus 2D	Máx	-0.035	-0.046	-0.042	-0.055	-0.045	-0.044	-0.044	-0.050	-0.026
	Min	-0.405	-0.402	-0.473	-0.482	-0.518	-0.490	-0.511	-0.509	-0.527
	Dif	0.370	0.356	0.430	0.427	0.473	0.445	0.467	0.459	0.501
Ay Semi Central	Máx	-0.056	-0.059	-0.075	-0.065	-0.052	-0.061	-0.069	-0.070	-0.087
	Min	-0.437	-0.427	-0.494	-0.512	-0.591	-0.574	-0.600	-0.587	-0.628
	Dif	0.426	0.415	0.505	0.491	0.525	0.506	0.536	0.529	0.587
Ay Semi Frontal	Máx	-0.024	-0.011	-0.018	-0.038	-0.019	-0.038	-0.014	-0.037	-0.018
	Min	-0.462	-0.455	-0.522	-0.530	-0.595	-0.592	-0.613	-0.598	-0.640
	Dif	0.438	0.444	0.504	0.492	0.576	0.555	0.599	0.561	0.622
Ay Semi 2D	Máx	-0.189	-0.212	-0.213	-0.212	-0.204	-0.205	-0.211	-0.218	-0.220
	Min	-0.590	-0.567	-0.633	-0.651	-0.722	-0.710	-0.728	-0.750	-0.769
	Dif	0.401	0.355	0.420	0.438	0.518	0.505	0.517	0.531	0.549
T peak	Ti	2.478	53.378	38.868	33.643	31.658	36.475	51.350	65.245	56.683
	Tn	50.110	43.998	21.668	19.175	17.265	21.223	20.350	16.878	28.075
	Tp2	2.715	53.485	39.095	33.720	31.925	41.755	51.508	65.543	56.865
VUELCO		N	N	N	N	N	N	V	V	V

Tabla 28. Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h]. Circular con f.d.II. 100%

En el ensayo con los compartimentos llenos al 100%, valor de aceleración lateral máxima sin que el vehículo llegue a volcar es de 0,576 g en el frontal y de 0,525 en la parte central medidos en el ensayo “E5” con una velocidad media de 28,6 km/h. Los mínimos medidos que produjeran vuelco del vehículo se obtuvieron en el ensayo “E8” con unos valores de 0,561 g y 0,529 g con una velocidad media de 30,9 km/h.

6.2.6.1.4 Determinación del umbral de vuelco

La determinación del umbral de vuelco del vehículo, no es trivial, puesto que como se puede apreciar en las tablas de datos, hay ocasiones en las que se obtienen valores de aceleraciones mayores, pero sin embargo, no se produjo vuelco. El motivo es debido a pequeñas correcciones en la trazada del vehículo o influencias combinadas de la aceleración longitudinal y de la velocidad angular de guiñada.

Para determinar el valor del umbral de vuelco del vehículo en aceleración, es

posible emplear regresiones logísticas tipo “r”, de manera similar a la empleada para evaluar la capacidad para predecir el riesgo de vuelco de los vehículos mediante el cálculo del factor de estabilidad estático (SSF) y los resultados experimentales Boyd et al (2005) [158]

Para ello y basándose en los modelos de regresión logística descritos por Agresti et al (2007)[7] y Collet et al (2002) [36], según la cual la respuesta de un proceso como el vuelco de un vehículo puede ser evaluado como una variable binaria con dos categorías:

- cero para la condición de no vuelco,
- uno para el caso contrario.

Los modelos de regresión para variables de respuesta binaria, describen la probabilidad de éxito o fracaso de una muestra aleatoria, que varía en función de las variables explicativas, en este caso, sería la aceleración lateral.

Los modelos binarios, generalmente asumen una distribución binomial para la variable de respuesta, que son un caso especial de los modelos lineales. Según esto, para una única variable exploratoria, la probabilidad de éxito o fracaso del suceso está comprendida entre cero y uno, se puede representar mediante una curva con forma de "S", que puede ser evaluadas por una función lineal, data por:

$$Y = f(\beta_0 + \beta_1 X_1 + \dots + \beta_n X_n) + u \quad [\text{Ec. 6.6}]$$

Donde f es la función logística:

$$f(z) = \frac{\exp(z)}{1 + \exp(z)} \quad [\text{Ec. 6.7}]$$

Y por tanto, se tiene que la probabilidad del suceso es:

$$E[Y] = P(Y = 1) = \frac{\exp(\beta_0 + \beta_1 X_1 + \dots + \beta_n X_n)}{1 + \exp(\beta_0 + \beta_1 X_1 + \dots + \beta_n X_n)} \quad [\text{Ec. 6.8}]$$

Donde Y es la variable binaria, β_i son las variables explicativas y u es un término auxiliar de perturbación y P es la probabilidad de un suceso.

Se han considerado como variable explicativa, los valores de aceleración lateral, máximos, mínimos y pico-pico medidos en los ensayos, y como variable de respuesta se ha considerado: cero cuando no se producía vuelco, 0,3 cuando las ruedas se levantaban del suelo pero no se producía el vuelco y 1 cuando el vehículo apoyaba en las ruedas del dispositivo anti-vuelco, es decir volcaba.

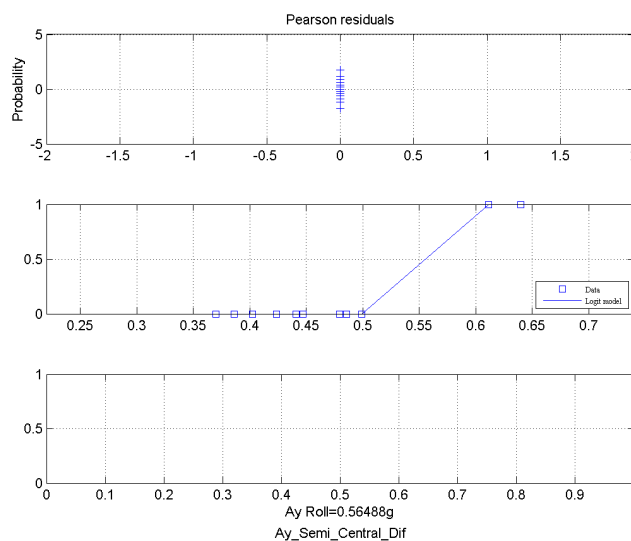
El ajuste de los modelos se ha realizado mediante Matlab [225], empleando la función "*glmfit*" y "*glmval*", en la rutina "*A_logistic.m*" mostrada en el Anexo VII, con un número de iteraciones máximo $10e^5$. Para evaluar la bondad de la estimación se ha empleado la función chi-cuadrado y la probabilidad de los residuos, de manera que cuando se tiene un ajuste razonable, la probabilidad de los residuos se asemejara a una distribución normal estándar.

Se ha considerado como umbral de vuelco, el valor de respuesta de 0,5 (0 no vuelco y 1 vuelco completo), aunque para corroborar esta hipótesis se ha repetido el proceso con los siguientes supuestos:

- Resultados de ensayo pero considerando los casos en los que se producía el despegue de las ruedas como vuelco, valor conservador en la predicción del umbral de vuelco.
- Codificando los despegues con su valor de 0,5.
- Considerando los ensayos en los que se producía el despegue de las ruedas como no vuelcos, predicción optimista.

En los tres casos se ha determinado el valor de aceleración lateral en el umbral de vuelco con las curvas de repuestas mostradas a continuación para la condición de media carga y carga completa. Únicamente se ha evaluado la amplitud de la aceleración en las medidas de los acelerómetros central y frontal.

En el caso del vehículo con un factor de llenado del 50% los resultados obtenidos son los siguientes:



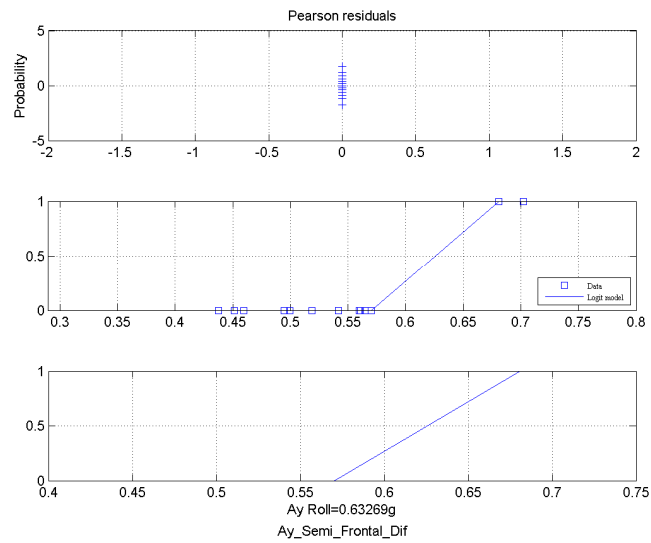
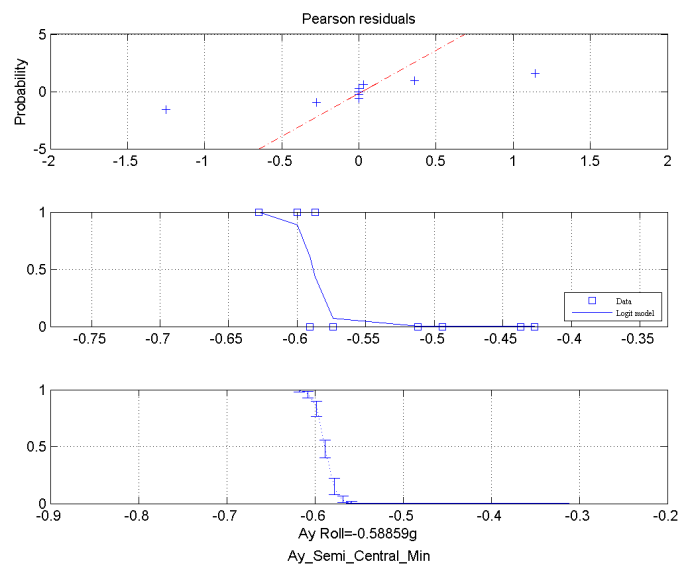


figura 196 Regresión logística en los ensayos circulares con f.d.l. 50%

En el caso de vehículo a plena carga con los tanques al 100% de factor de llenado, los resultados son los siguientes.



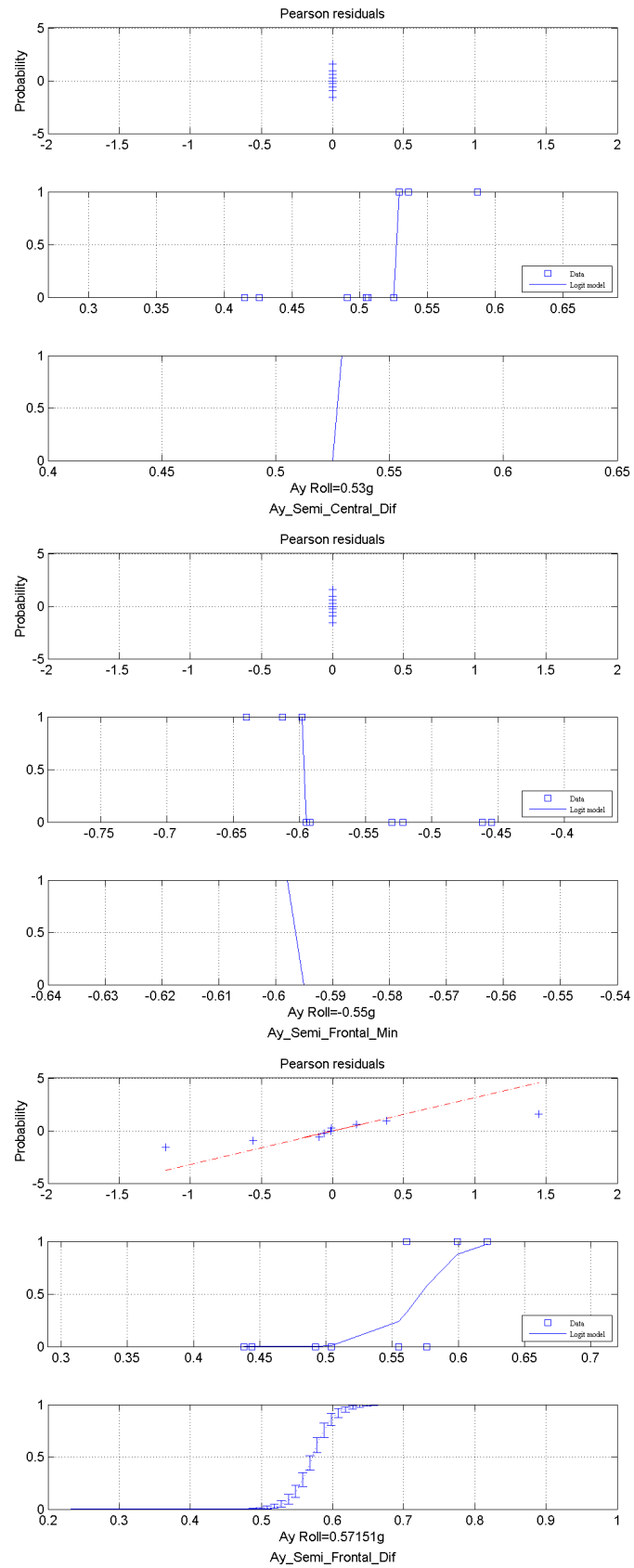


figura 197 Regresión logística en los ensayos circulares con f.d.l. 100%

Otra opción es la de realizar un ajuste de los datos experimentales y la condición de vuelco (si o no) mediante una red neuronal empleando una red de dos capas “feed-forward” para reconocer los patrones con la siguiente estructura (figura 198). La red se entrenó convenientemente, hasta que se minimizaba el error medio cuadrático. Al igual que antes se ha considerado como umbral el valor de respuesta de 0,5, determinándose entonces el valor de aceleración lateral de las curvas de repuestas mostrada en la figura 199.

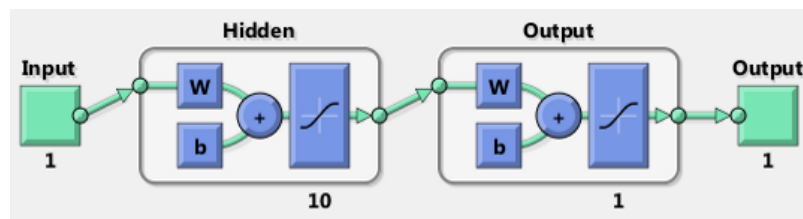


figura 198 Estructura de la red neuronal empleada para el umbral de vuelco

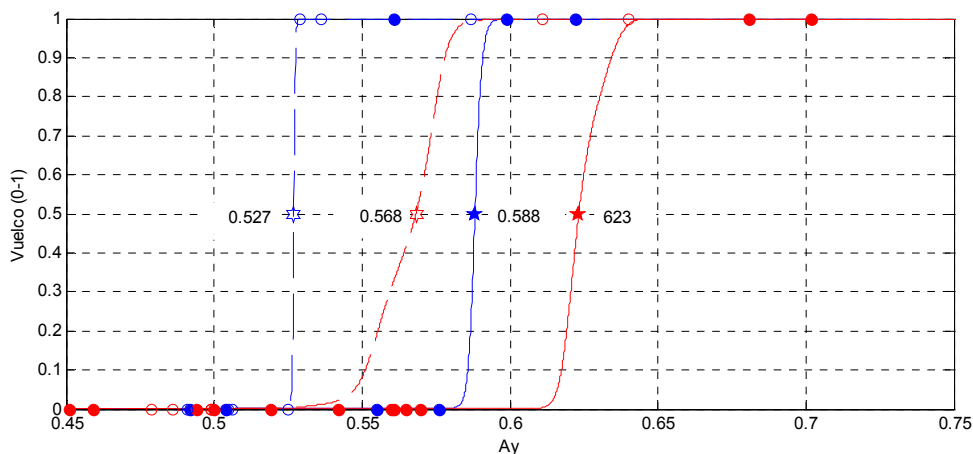


figura 199 Umbral de vuelco vía red neuronal

Como resultado se ha obtenido que con el vehículo cargado al 100%, el valor de aceleración lateral máxima que provocaría el vuelco del vehículo es de 0,588 g, medidos con el acelerómetro montado en el frontal y de 0,527 g, con el montado en la parte central.

6.2.6.1.5 Análisis comparando la influencia del factor de llenado en los ensayos circulares

En la siguiente figura se muestran las series de datos de ensayo, con mayor valor de aceleración, que no produjeron vuelco y las dos con menor valor de aceleración que si lo produjeron.

Como se puede apreciar en las tres series de ensayos, la velocidad difiere de la velocidad objetivo, de un ensayo a otro, como consecuencia de las dificultades para

mantenerla constante, aun con el controlador de velocidad del vehículo activado.

También se observan pequeñas variaciones en el giro de volante, aun cuando la trazada estaba claramente definida en la calzada mediante conos, por lo que plantea algunos inconvenientes a la hora de valorar la repetitividad de los ensayos. No obstante, los valores de aceleración lateral que producen el vuelco del vehículo si se mantienen constantes.

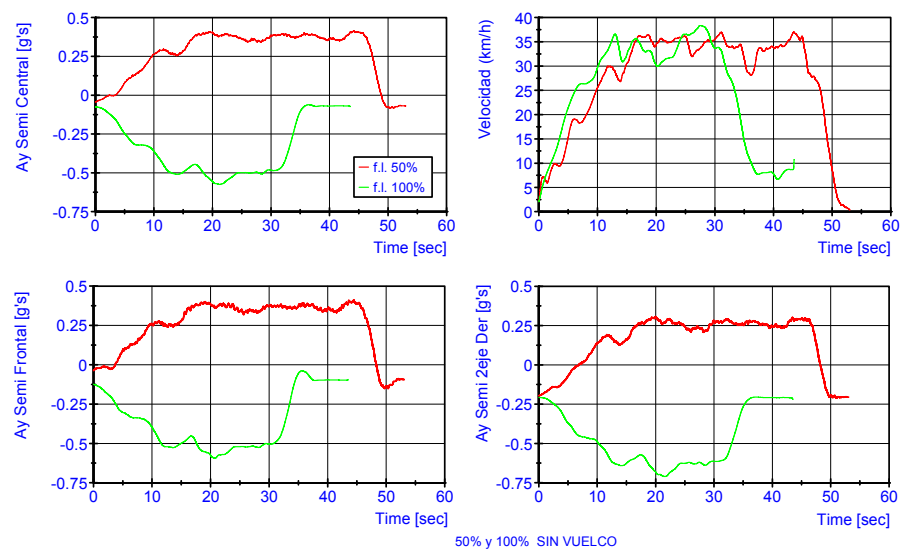


figura 200 Resultados de ensayo con 50% y 100% factor de llenado sin vuelco

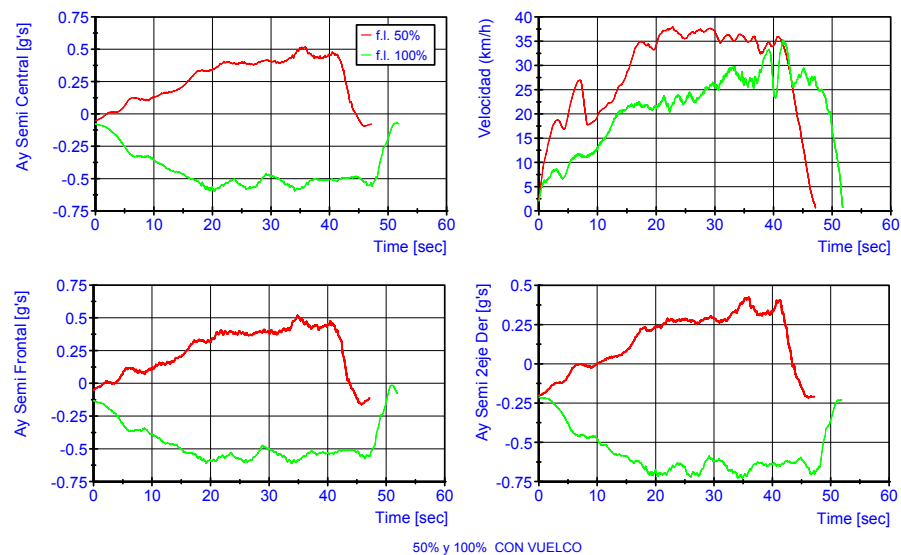


figura 201 Resultados de ensayo con 50% y 100% factor de llenado con vuelco

Como se puede apreciar por los valores de aceleración lateral determinados como umbral de vuelco (Tabla 29), en el caso de los ensayos circulares, el llenado completo del vehículo, es la condición de carga más desfavorable, al tener un umbral

de vuelco en aceleración menor, puesto que se suman el efecto producido por una mayor masa y un centro de gravedad más elevado de ésta, primando sobre el desplazamiento lateral del centro de gravedad que se produce en los llenados parciales.

Conclusión experimental que concuerda con el análisis de la influencia de la carga líquida efectuado en el capítulo sexto.

		Valor Min	Valor Max	Diff	RN
50% f.d.11.	Ay Semi central	-0,085	0,470	0,565	0,568
	Ay Semi frontal	-0,146	0,464	0,633	0,623
100% f.d.11.	Ay Semi central	-0,589	-0,530	-0,530	-0,527
	Ay Semi frontal	-0,55	-0,571	-0,571	-0,588

Tabla 29. Aceleración lateral máxima en ensayos circulares [g's]

6.2.6.2 MANIOBRA DE SLALOM

6.2.6.2.1 Vehículo con los tanques vacíos

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8	E 9
	V obj	30	31	31	32	32	33	33	34	34
	Velocidad	29.268	30.746	30.483	31.145	30.225	30.920	30.728	31.042	30.714
Ay Tractor Central	Máx	0.370	0.367	0.422	0.427	0.395	0.471	0.473	0.455	0.416
	Min	-0.489	-0.497	-0.563	-0.630	-0.633	-0.658	-0.578	-0.623	-0.591
	Dif	0.859	0.864	0.985	1.057	1.028	1.129	1.051	1.078	1.007
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.410	0.405	0.465	0.467	0.442	0.526	0.534	0.504	0.470
	Min	-0.479	-0.480	-0.548	-0.618	-0.626	-0.637	-0.570	-0.598	-0.575
	Dif	0.889	0.885	1.013	1.085	1.067	1.163	1.104	1.102	1.045
Ay Semi Central	Máx	0.205	0.197	0.238	0.258	0.250	0.261	0.272	0.279	0.232
	Min	-0.380	-0.386	-0.445	-0.498	-0.491	-0.514	-0.470	-0.499	-0.487
	Dif	0.684	0.688	0.775	0.827	0.817	0.903	0.832	0.823	0.812
Ay Semi Frontal	Máx	0.342	0.339	0.398	0.403	0.376	0.443	0.455	0.433	0.394
	Min	-0.564	-0.559	-0.631	-0.649	-0.661	-0.654	-0.650	-0.654	-0.618
	Dif	0.907	0.898	1.029	1.052	1.037	1.097	1.104	1.086	1.012
Ay Semi 2D	Máx	0.075	0.073	0.113	0.134	0.129	0.141	0.152	0.163	0.110
	Min	-0.516	-0.518	-0.563	-0.605	-0.603	-0.620	-0.583	-0.611	-0.601
	Dif	0.590	0.591	0.676	0.739	0.731	0.761	0.736	0.774	0.711
T peak	Ti	7.088	5.258	6.893	7.028	5.558	6.105	6.608	6.813	3.945
	Tn	9.343	3.08	18.6	18.55	17.27	17.74	18.01	18.42	15.29
	Tp2	11.59	5.29	11.25	7.063	9.873	10.52	11.14	11.27	8.335
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N	N	N

		E 10	E 11	E 12	E 13	E 14	E 15	E 16	E 17	E 18
	V obj	35	35	36	36	37	37	38	38	39
	Velocidad	32.892	32.774	33.161	32.697	34.352	33.426	32.920	34.150	34.738
Ay Tractor Central	Máx	0.462	0.430	0.462	0.481	0.491	0.508	0.462	0.490	0.467
	Min	-0.659	-0.601	-0.661	-0.618	-0.663	-0.684	-0.656	-0.673	-0.646
	Dif	1.121	1.030	1.123	1.099	1.153	1.192	1.118	1.163	1.113
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.505	0.470	0.515	0.530	0.536	0.557	0.508	0.551	0.518
	Min	-0.639	-0.576	-0.645	-0.617	-0.652	-0.680	-0.644	-0.660	-0.666
	Dif	1.143	1.046	1.160	1.147	1.188	1.237	1.152	1.211	1.184
Ay Semi Central	Máx	0.290	0.248	0.291	0.300	0.298	0.302	0.281	0.302	0.301
	Min	-0.510	-0.498	-0.526	-0.515	-0.514	-0.542	-0.524	-0.542	-0.508
	Dif	0.854	0.798	0.869	0.847	0.890	0.935	0.871	0.909	0.882
Ay Semi Frontal	Máx	0.443	0.409	0.451	0.459	0.471	0.495	0.439	0.476	0.454
	Min	-0.667	-0.654	-0.717	-0.690	-0.692	-0.738	-0.657	-0.714	-0.728
	Dif	1.110	1.062	1.168	1.149	1.163	1.233	1.096	1.191	1.182
Ay Semi 2D	Máx	0.175	0.130	0.182	0.188	0.190	0.197	0.166	0.197	0.194
	Min	-0.620	-0.613	-0.634	-0.628	-0.632	-0.645	-0.628	-0.650	-0.641
	Dif	0.795	0.743	0.816	0.816	0.822	0.842	0.794	0.847	0.836
T peak	Ti	6.943	6.985	7.018	7.045	5.5	6.12	5.535	4.8	5.51
	Tn	18.05	18.08	18.09	18.02	16.01	16.82	16.52	15.2	15.65
	Tp2	11.17	11.29	7.065	11.17	9.52	10.1	9.795	4.885	9.385
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N	N	N

		E 19	E 20	E 21	E 22	E 23	E 24	E 25
	V obj	39	40	40	41	41	42	42
	Velocidad	33.687	35.898	36.128	37.257	37.253	38.984	35.243
Ay Tractor Central	Máx	0.474	0.520	0.529	0.569	0.575	0.542	0.591
	Min	-0.710	-0.665	-0.684	-0.721	-0.695	-0.704	-0.721
	Dif	1.184	1.185	1.213	1.289	1.270	1.246	1.312
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.517	0.587	0.596	0.647	0.661	0.613	0.681
	Min	-0.690	-0.687	-0.717	-0.768	-0.728	-0.729	-0.786
	Dif	1.208	1.275	1.313	1.416	1.389	1.342	1.467
Ay Semi Central	Máx	0.291	0.334	0.344	0.371	0.375	0.374	0.393
	Min	-0.548	-0.514	-0.533	-0.550	-0.540	-0.550	-0.558
	Dif	0.916	0.940	0.969	1.045	1.014	0.968	1.074
Ay Semi Frontal	Máx	0.457	0.511	0.528	0.561	0.581	0.541	0.586
	Min	-0.728	-0.749	-0.768	-0.791	-0.778	-0.779	-0.789
	Dif	1.185	1.260	1.295	1.352	1.359	1.320	1.374
Ay Semi 2D	Máx	0.180	0.235	0.240	0.279	0.286	0.285	0.311
	Min	-0.651	-0.653	-0.671	-0.689	-0.690	-0.693	-0.697
	Dif	0.831	0.888	0.911	0.968	0.976	0.978	1.008
T peak	Ti	6.233	4.358	5.065	4.965	5.51	4.845	4.868
	Tn	16.69	6.243	6.935	6.798	7.418	6.675	6.758
	Tp2	10.21	8.275	8.86	8.748	9.413	8.613	8.673
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N

Tabla 30. Resumen de las aceleraciones máximas y mínimas[g], Vel [km/h]. SLA f.d.11. 0%

Con el vehículo vacío, se llegó a alcanzar una velocidad objetivo de ensayo máxima de 42 km/h (38,984 km/h entre picos) sin que se produjera el vuelco; sin embargo, conforme se comenzaba a sortear los conos de señalización de la maniobra la velocidad real del vehículo disminuía. En las tablas se muestra, además, la

velocidad promedio entre el pico de aceleración máximo y mínimo. No se continuó aumentando la velocidad, porque ya resultaba muy difícil para el conductor conseguir inscribir al vehículo en la trayectoria entre conos.

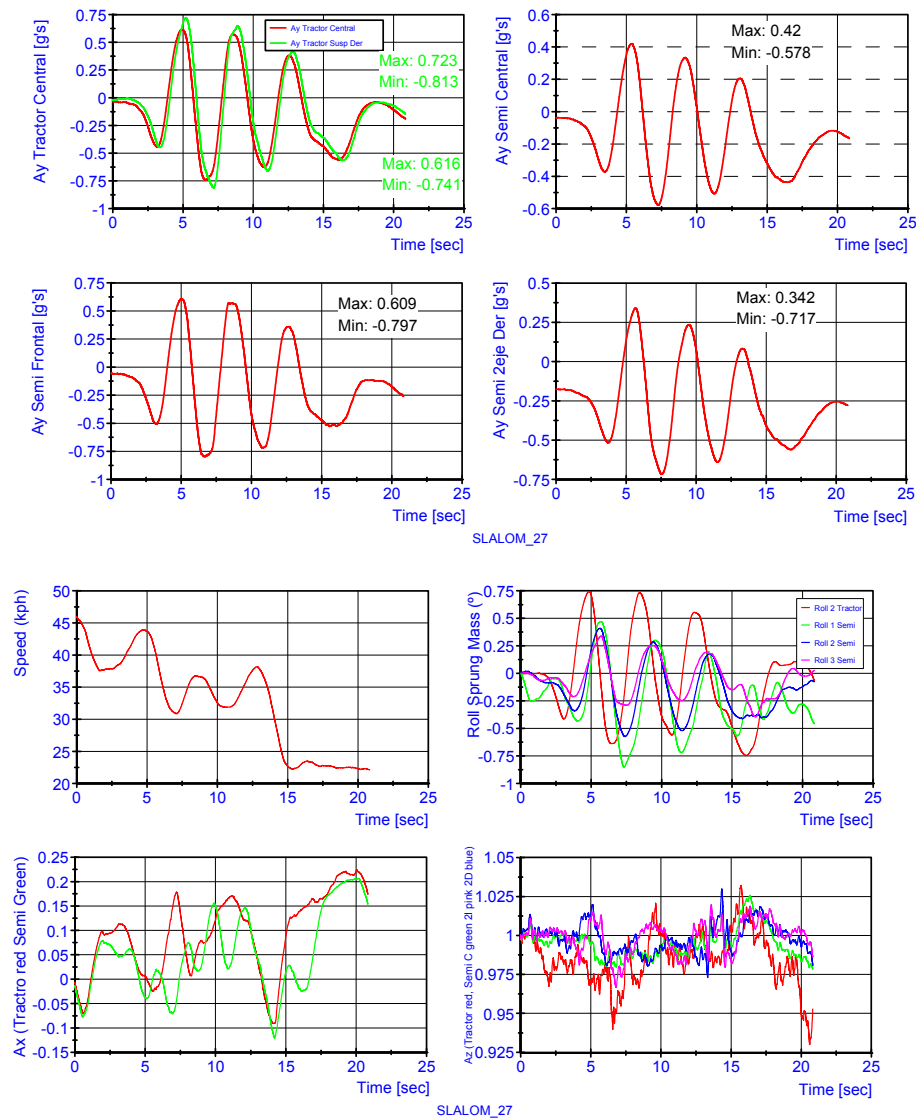


figura 202 Resultados del ensayo "E25"

El valor máximo de aceleración lateral medido en los ensayos, con el acelerómetro colocado en la parte central de la cisterna, se produjo en el ensayo "E25" es de 0,393 g y -0,558 g (1.074 g pico-pico) y con el acelerómetro colocado en la parte frontal el máximo se produjo en el ensayo "E15", con un valor de 0,586 g y -0,791 g (1,374 g pico-pico), ambas con una velocidad objetivo de ensayo de 42 km/h.

6.2.6.2.2 Vehículo con los tanques al 50% de factor de llenado

Durante la realización de los ensayos, se produjo un fallo en el sistema de medición de la velocidad, por lo que, una vez subsanado, se repitió la serie de ensayos completa. Dado que los valores de aceleración registrados eran correctos, se han procesado, igualmente, incorporándose en el cálculo del umbral de vuelco.

Como se puede apreciar en las siguientes tablas de datos, el vehículo comenzaba a levantar las ruedas interiores en los ensayos a 34 km/h, señalado en la tabla como “D” y se producía el vuelco del vehículo a 35 km/h.

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8	E 9
	V obj	32	32	33	33	34	34	35	35	35
	Velocidad	32.00	32.00	33.00	33.00	34.00	34.00	35.00	35.00	35.00
Ay Tractor Central	Máx	0.464	0.433	0.430	0.474	0.505	0.495	0.491	0.457	0.469
	Min	-0.585	-0.567	-0.567	-0.608	-0.604	-0.619	-0.623	-0.602	-0.621
	Dif	1.049	0.999	0.997	1.082	1.108	1.114	1.114	1.059	1.090
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.531	0.492	0.490	0.535	0.581	0.612	0.573	0.522	0.531
	Min	-0.579	-0.567	-0.562	-0.617	-0.631	-0.691	-0.677	-0.611	-0.667
	Dif	1.110	1.060	1.053	1.152	1.211	1.303	1.25	1.133	1.198
Ay Semi Central	Máx	0.280	0.284	0.262	0.295	0.318	0.318	0.323	0.311	0.328
	Min	-0.474	-0.467	-0.460	-0.499	-0.507	-0.509	-0.523	-0.516	-0.545
	Dif	0.830	0.775	0.790	0.857	0.894	0.985	0.927	0.822	0.870
Ay Semi Frontal	Máx	0.460	0.447	0.428	0.473	0.511	0.523	0.486	0.468	0.474
	Min	-0.671	-0.651	-0.657	-0.697	-0.704	-0.721	-0.718	-0.7	-0.724
	Dif	1.130	1.098	1.085	1.170	1.215	1.244	1.203	1.168	1.197
Ay Semi 2D	Máx	0.169	0.189	0.142	0.196	0.224	0.226	0.246	0.233	0.249
	Min	-0.609	-0.610	-0.596	-0.650	-0.667	-0.678	-0.708	-0.67	-0.710
	Dif	0.778	0.800	0.739	0.846	0.891	0.903	0.953	0.903	0.959
T peak	Ti	6.003	6.313	4.973	6.215	5.898	5.875	6.358	5.188	5.958
	Tn	12.81	8.393	11.48	12.95	12.49	12.37	12.76	7.403	12.5
	Tp2	10.6	10.6	9.218	10.74	10.32	10.11	10.64	9.58	10.29
VUELCO		N	N	N	N	D	V	D	V	V

		E 10	E 11	E 12	E 13	E 14	E 15	E 16	E 17	E 18	E 19
	V obj	36	36	37	37	33	33	34	34	35	35
	Velocidad	36.00	36.00	37.00	37.00	27.739	30.73	34.64	36.046	35.222	36.394
Ay Tractor Central	Máx	0.477	0.495	0.531	0.487	0.467	0.405	0.418	0.448	0.485	0.487
	Min	-0.609	-0.633	-0.610	-0.625	-0.605	-0.584	-0.616	-0.613	-0.603	-0.612
	Dif	1.085	1.128	1.142	1.112	1.072	0.988	1.034	1.061	1.088	1.099
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.609	0.620	0.637	0.591	0.513	0.442	0.478	0.497	0.562	0.574
	Min	-0.626	-0.688	-0.709	-0.687	-0.587	-0.594	-0.666	-0.679	-0.656	-0.654
	Dif	1.235	1.309	1.346	1.278	1.100	1.036	1.144	1.176	1.218	1.227
Ay Semi Central	Máx	0.341	0.345	0.397	0.355	0.296	0.271	0.27	0.299	0.334	0.320
	Min	-0.569	-0.562	-0.565	-0.560	-0.502	-0.473	-0.503	-0.518	-0.532	-0.528
	Dif	0.894	0.964	0.949	0.923	0.804	0.765	0.874	0.877	0.884	0.908
Ay Semi Frontal	Máx	0.519	0.525	0.546	0.510	0.460	0.403	0.423	0.443	0.498	0.495
	Min	-0.720	-0.744	-0.730	-0.746	-0.688	-0.685	-0.72	-0.722	-0.714	-0.715
	Dif	1.240	1.269	1.276	1.256	1.148	1.088	1.143	1.165	1.211	1.210
Ay Semi 2D	Máx	0.301	0.279	0.362	0.292	0.193	0.16	0.175	0.191	0.262	0.233
	Min	-0.717	-0.749	-0.758	-0.758	-0.616	-0.629	-0.665	-0.683	-0.707	-0.699
	Dif	1.018	1.028	1.120	1.050	0.808	0.789	0.84	0.875	0.968	0.932
T peak	Ti	9.678	9.455	4.185	5.325	5.863	5.395	4.393	5	5.9	5.498
	Tn	7.673	11.53	6.325	7.588	12.93	7.643	10.69	11.78	8.133	12.03
	Tp2	9.763	9.455	8.535	5.533	10.54	5.468	8.645	9.408	10.26	9.845
VUELCO		V	V	V	V	N	N	D	V	V	V

Tabla 31. Resumen de las aceleraciones [g], Vel [km/h] en SLA f.d.11. 50%

El valor mínimo de aceleración lateral medido en los ensayos, que produjera el vuelco del vehículo, se dio en el ensayos “E18”, con un valor de 0,334 g y -0,532 g (0,908 g pico-pico) para el acelerómetro montado en la parte central y de 0,498 g y -0,722 g (1,211 g pico-pico) para el frontal, ambas con una velocidad objetivo de ensayo de 42 km/.

El despegue de las ruedas se producía en el ensayo “E16”, con una velocidad objetivo de 34 km/h, obteniéndose unos máximos de 0,27 g y 0,428 g y unos mínimos de -0,503 g y -0,72 g para los acelerómetros central y frontal respectivamente (0,834 g y 1,143 g de valores pico-pico).

Por último, el valor de aceleración lateral máximo, medido en los ensayos sin que se produjera vuelco, se produjo en el ensayo “E15” con una velocidad objetivo de 33 km/h de valor pico-pico de 0,765 g y 1,088 g, máximas 0,271 g y 0,403 g y mínimas de -0,473 g y -0,685 g, para los acelerómetros central y frontal

6.2.6.2.3 Vehículo con los tanques al 100% de factor de llenado

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8	E 9
	V obj	35	33	30	3	34	31	31	32	32
	Velocidad	27.86	31.34	34.00	26.72	30.26	27.30	31.03	33.69	35.21
Ay Tractor Central	Máx	0.504	0.497	0.358	0.383	0.425	0.402	0.465	0.457	0.440
	Min	-0.631	-0.597	-0.498	-0.549	-0.519	-0.543	-0.562	-0.539	-0.611
	Dif	1.135	1.094	0.855	0.932	0.944	0.945	1.027	0.996	1.051
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.532	0.579	0.412	0.429	0.481	0.449	0.512	0.521	0.479
	Min	-0.642	-0.598	-0.498	-0.545	-0.545	-0.560	-0.564	-0.579	-0.617
	Dif	1.174	1.177	0.910	0.974	1.026	1.009	1.075	1.099	1.096
Ay Semi Central	Máx	0.323	0.330	0.231	0.250	0.262	0.262	0.286	0.286	0.286
	Min	-0.542	-0.502	-0.430	-0.456	-0.453	-0.468	-0.481	-0.474	-0.499
	Dif	0.851	0.847	0.679	0.724	0.763	0.747	0.789	0.813	0.810
Ay Semi Frontal	Máx	0.494	0.515	0.348	0.360	0.416	0.393	0.446	0.453	0.429
	Min	-0.735	-0.679	-0.594	-0.644	-0.640	-0.655	-0.67	-0.669	-0.722
	Dif	1.230	1.194	0.941	1.004	1.055	1.049	1.116	1.123	1.151
Ay Semi 2D	Máx	0.197	0.229	0.118	0.139	0.151	0.152	0.178	0.18	0.188
	Min	-0.688	-0.667	-0.565	-0.602	-0.605	-0.611	-0.632	-0.624	-0.665
	Dif	0.884	0.896	0.682	0.741	0.757	0.763	0.81	0.804	0.852
T peak	Ti	4.585	8.933	11.01	12.55	6.59	6.083	6.413	6.345	10.44
	Tn	11.07	11.12	13.42	14.9	13.61	13.15	13.5	13.34	12.64
	Tp2	8.723	12.98	11.05	12.6	11.33	10.83	11.25	11.11	10.47
VUELCO		V	V	N	N	N	N	N	N	N

		E 10	E 11	E 12	E 13	E 14	E 15	E 16	E 17	E 18
	V obj	33	33	34	34	35	35	36	36	37
	Velocidad	36.57	37.37	35.11	36.75	38.12	37.97	32.01	42.577	31.260
Ay Tractor Central	Máx	0.459	0.486	0.441	0.492	0.486	0.52	0.486	0.511	0.524
	Min	-0.598	-0.595	-0.631	-0.659	-0.634	-0.616	-0.646	-0.638	-0.650
	Dif	1.057	1.081	1.071	1.151	1.120	1.136	1.133	1.150	1.174
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.477	0.550	0.524	0.568	0.551	0.597	0.563	0.573	0.607
	Min	-0.624	-0.588	-0.639	-0.638	-0.667	-0.655	-0.698	-0.688	-0.690
	Dif	1.101	1.137	1.163	1.206	1.218	1.253	1.261	1.260	1.297
Ay Semi Central	Máx	0.291	0.311	0.292	0.348	0.342	0.364	0.354	0.336	0.383
	Min	-0.508	-0.497	-0.501	-0.526	-0.522	-0.53	-0.564	-0.543	-0.585
	Dif	0.809	0.826	0.871	0.858	0.876	0.888	0.907	0.925	0.915
Ay Semi Frontal	Máx	0.429	0.488	0.446	0.517	0.499	0.546	0.517	0.512	0.556
	Min	-0.718	-0.687	-0.734	-0.735	-0.734	-0.751	-0.78	-0.763	-0.796
	Dif	1.147	1.175	1.180	1.252	1.233	1.297	1.297	1.275	1.352
Ay Semi 2D	Máx	0.194	0.199	0.187	0.228	0.244	0.269	0.28	0.229	0.376
	Min	-0.671	-0.659	-0.667	-0.715	-0.697	-0.691	-0.776	-0.717	-0.775
	Dif	0.865	0.859	0.855	0.943	0.941	0.96	1.056	0.946	1.151
T peak	Ti	5.753	9.738	5.645	4.858	5.028	5.218	5.335	5.405	5.493
	Tn	12.54	7.673	11.97	7.085	11.31	7.173	11.71	11.68	7.438
	Tp2	10.41	9.768	9.993	8.94	9.233	9.243	9.423	9.458	9.538
VUELCO		D	V	V	V	V	V	V	V	V

		E 19	E 20	E 21
	V obj	38	38	40
	Velocidad	33.092	36.815	38.568
Ay Tractor Central	Máx	0.530	0.522	0.557
	Min	-0.649	-0.638	-0.621
	Dif	1.179	1.160	1.178
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.619	0.591	0.641
	Min	-0.757	-0.716	-0.726
	Dif	1.376	1.307	1.367
Ay Semi Central	Máx	0.417	0.427	0.455
	Min	-0.605	-0.618	-0.640
	Dif	0.959	0.879	0.912
Ay Semi Frontal	Máx	0.544	0.540	0.587
	Min	-0.829	-0.832	-0.844
	Dif	1.373	1.372	1.430
Ay Semi 2D	Máx	0.403	0.390	0.473
	Min	-0.799	-0.789	-0.888
	Dif	1.202	1.179	1.361
T peak	Ti	5.035	4.628	8.905
	Tn	7.043	6.555	6.853
	Tp2	9.125	8.673	8.92
VUELCO		V	V	V

Tabla 32. Resumen de las aceleraciones [g], Vel [km/h] en SLA f.d.11. 100%

El valor mínimo de aceleración lateral medido en los ensayos, que produjera el vuelco del vehículo, se midió en el ensayo “E11”, con un valor de 0,311 g y -0,497 g (0,826 g pico-pico) para el acelerómetro montado en la parte central y de 0,488 g y -0,687 g (1,175 g pico-pico) para el frontal, ambas con una velocidad objetivo de ensayo de 33 km/.

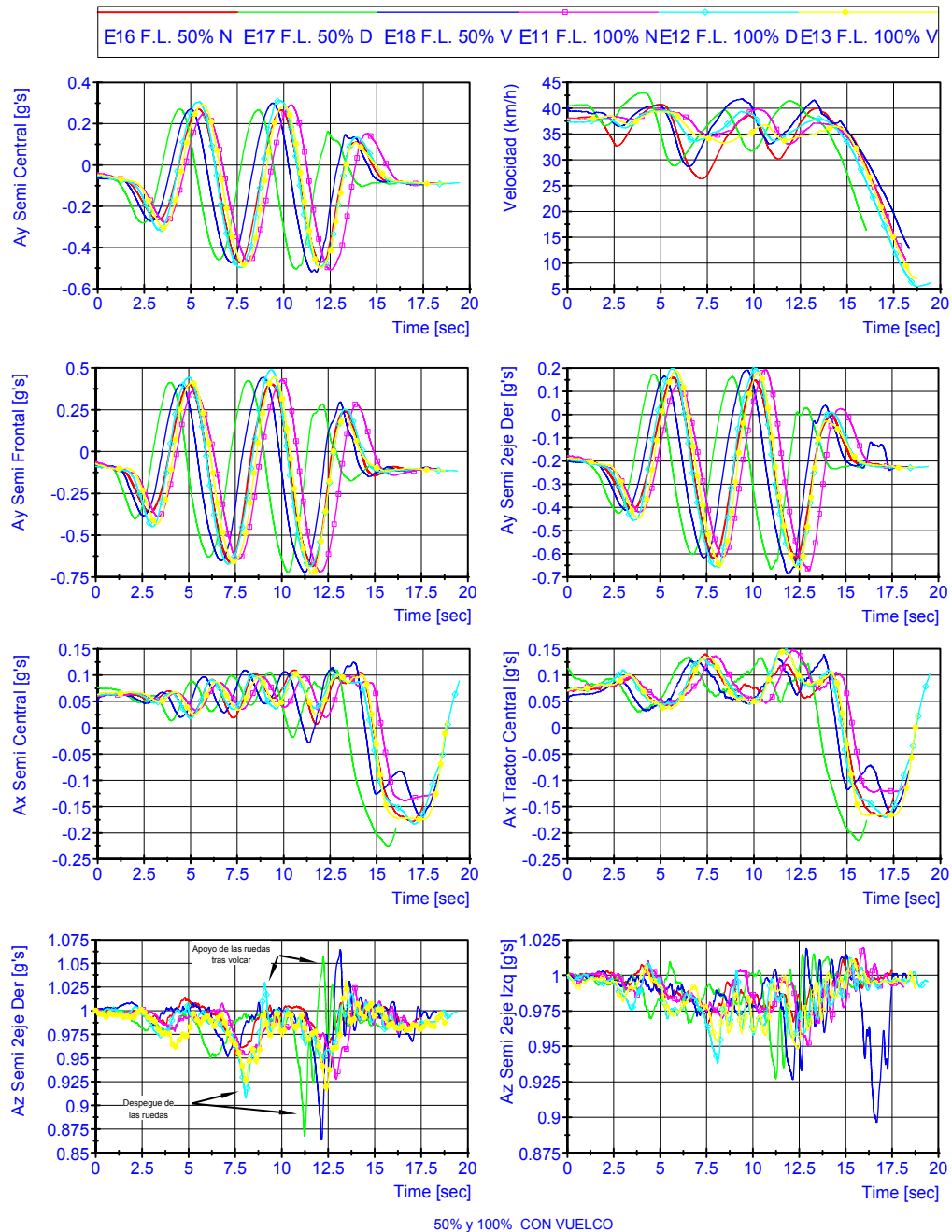
El despegue de las ruedas se producía en el ensayo “E10” con una velocidad objetivo de 33 km/h, obteniéndose unos máximos de 0,291 g y 0,429 g y unos mínimos de -0,508 g y -0,718 g, para los acelerómetros central y frontal respectivamente, (0,809 g y 1,147 g de valores pico-pico).

Por último, el valor de aceleración lateral máximo, medido en los ensayos sin que se produjera vuelco, se produjo, en el ensayo “E8” para el acelerómetro montado en la parte central, con un valor de 0,286 g y -0,4738 g (0,813 g pico-pico) y en el “E9” para el montado en el frontal de la cisterna de valor 0,429 g -0,722 g (1,151 g pico-pico), ambos con una velocidad objetivo de 32 km/h.

6.2.6.2.4 Análisis comparando la influencia del factor de llenado en los ensayos de slalom

En la siguiente figura se muestran las series de datos de ensayo con mayores valores de aceleración que no produjeron vuelco, en la que se produjo el levantamiento de las ruedas interiores y en la que se produjo el vuelco del vehículo.

Al igual que antes, hay pequeñas variaciones en los valores de aceleración y velocidad, en este caso más lógicos, puesto que aun con un conductor profesional habituado a realizar este tipo de pruebas, siempre se producen pequeñas variaciones en la trayectoria seguida para sortear los obstáculos de la misma.



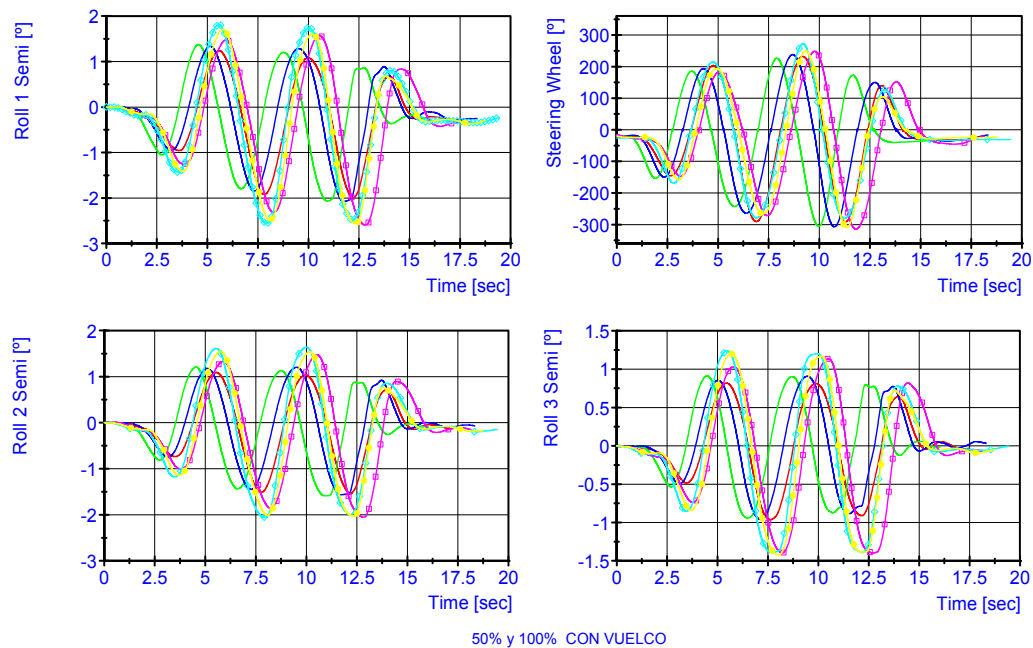


figura 203 Resultados comparados de ensayos SLA con f.d.ll. 50% y 100% con y sin vuelco

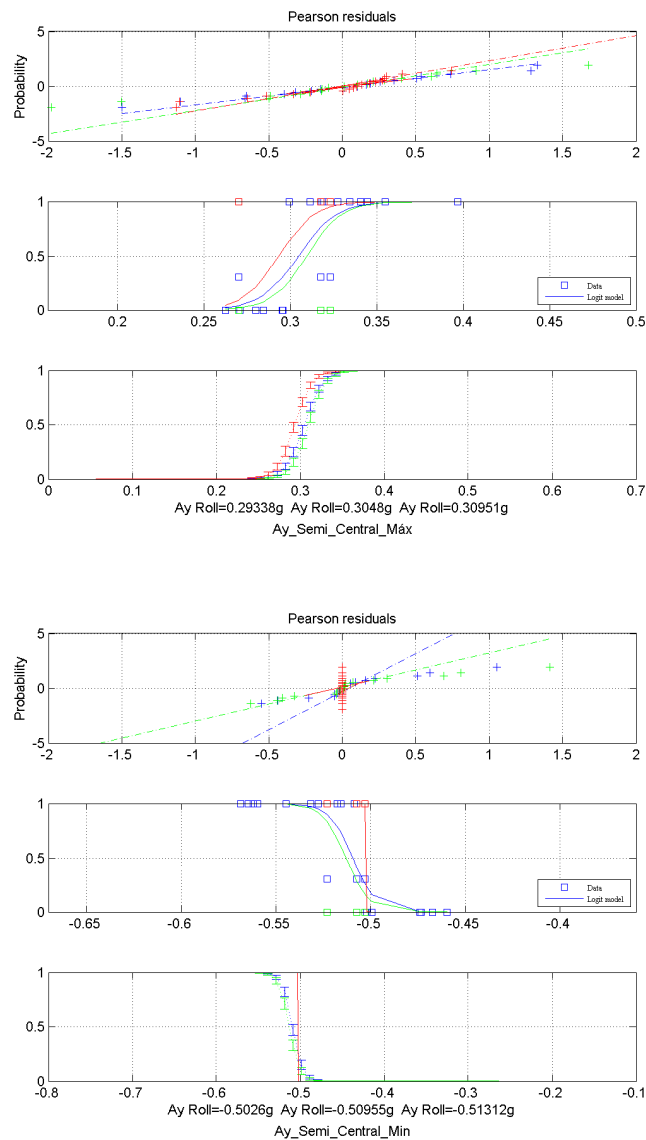
Como se puede apreciar en las gráficas de velocidad, en los ensayos con factor de llenado del 50%, se produce mayor variación que en los de llenado completo. Este efecto, en parte, puede ser debido al oleaje del tanque, que puede generar los siguientes efectos:

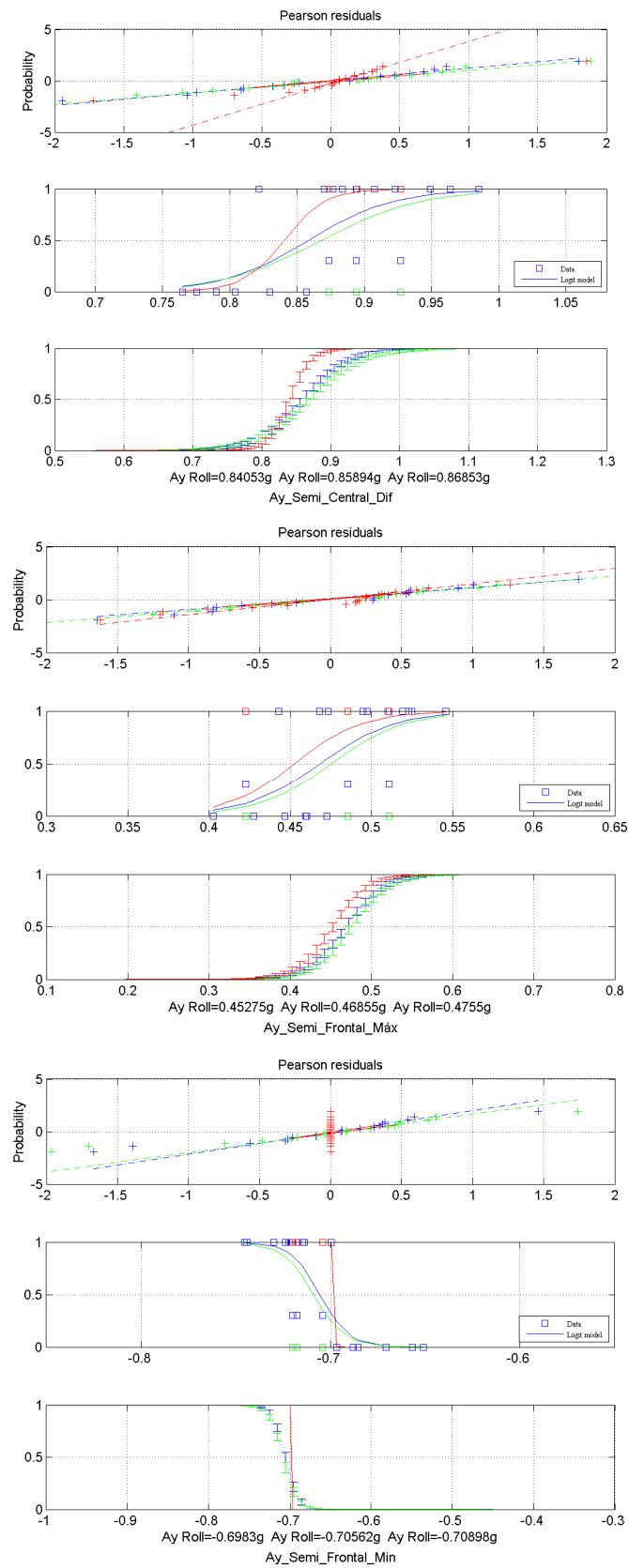
- Al requerirse un mayor ángulo en la quinta rueda (ángulo entre tractor y semirremolque) existe una componente de la fuerza longitudinal ejercida en la 5ª rueda por el semirremolque que, puede producir que se descargue el eje tractor, perdiendo fuerza tractora, y afectando al control de velocidad, que no es capaz de responder con la suficiente rapidez.
- La transferencia de carga lateral entre ruedas del eje tractor, de manera que se pueda producir una transferencia de carga alternada de la exterior (más cargada) a la interior (más descargada) perdiéndose capacidad tractora total disponible.

Este efecto no se puede atribuir a diferentes giros del volante, puesto que en ambos casos son muy similares, pero algo mayores con el vehículo plenamente cargado. Lo mismo sucede con las gráficas de ángulo de balanceo, en las que se aprecia que en ambos casos son similares y, lógicamente, mayores con el vehículo a plena carga, al tener mayor masa suspendida.

Al igual que antes, para determinar el umbral de vuelco del vehículo, se ha

realizado un ajuste de un modelo de regresión logística binaria entre los valores de aceleración lateral y el resultado de vuelco o no. A continuación se muestran las gráficas para los valores máximos, mínimos y pico-pico en los ensayos con llenado parcial y completo de los tanques.





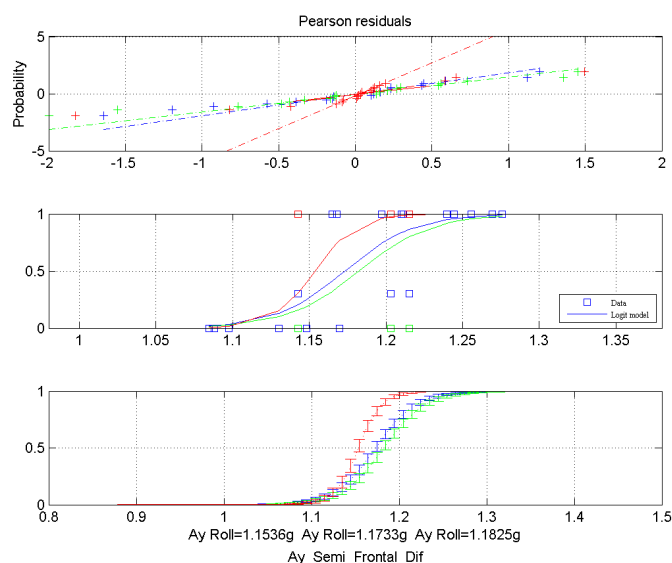


figura 204 Regresión logística binaria de los resultados en SLA y f.d.1l.50%

En la siguiente tabla se resumen los valores obtenidos, en los seis casos considerados.

		+Conservadora	RL	-Conservadora
Ay Semi Central	Máx.	0,293	0,305	0,309
	Min.	-0,503	-0,509	-0,513
	Dif.	0,84	0,859	0,868
Ay Semi Frontal	Máx.	0,453	0,469	0,475
	Min.	-0,698	-0,706	-0,709
	Dif.	-1,154	1,173	1,182

Tabla 33. Umbral de vuelco en aceleración SLA f.d.1l. 50%

En el caso de la respuesta más conservadora (despegues considerados como vuelco) en función del valor del pico mínimo, medido con el acelerómetro central, la serie de datos no se ajusta a una binomial al obtenerse valores perfectamente ordenados, pudiéndose tomar como umbral de vuelco el promedio entre aceleraciones. Así, para valores absolutos de aceleración inferiores a 0,502 g, el vehículo no volcaba, y para valores superiores a 0,503 g sí, por lo que el umbral de vuelco se puede situar en el promedio de ambos, con un valor -0,503 g.

En el caso del vehículo con los tanques completamente llenos, con los valores de aceleración pico máxima de acelerómetro central ocurre lo mismo, y el umbral de vuelco se sitúa en 0,290 g, en el resto de casos los resultados obtenidos se muestran a continuación.

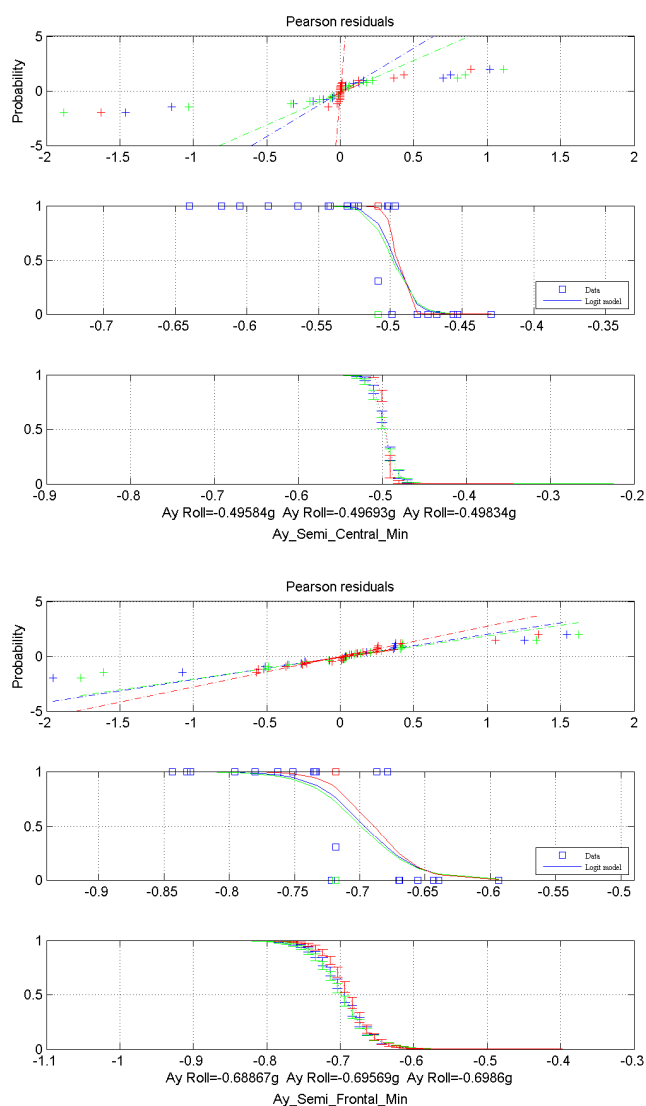


figura 205 Regresión logística binaria de los resultados en SLA y f.d.l. 100%

En la siguiente tabla se muestra el valor obtenido en la determinación del umbral de vuelco basándose en los ajustes de los datos experimentales.

		+Conservadora	RL	-Conservadora
Ay Semi Central	Máx.	0,286	0,2901	0,295
	Min	-0,496	-0,497	-0,498
	Dif	0,818	0,824	0,814
Ay Semi Frontal	Máx.	0,447	0,453	0,453
	Min	-0,689	-0,696	-0,698
	Dif	-1,143	1,153	1,157

Tabla 34. Umbral de vuelco en aceleración SLA f.d.l. 100%

Comparando los resultados obtenidos con el factor de llenado del 50% y del 100%, se puede apreciar como los valores de aceleración lateral son menores (Tabla 35) para el último caso, con una diferencia promedio de 0,017 g (Max. 0,054 g y Min 0,006 g).

En este ensayo, el efecto desestabilizador producido por el oleaje de la carga líquida, no ha sido tan acentuado, puesto que, el umbral de vuelco obtenido para el factor de llenado del 50%, es ligeramente superior al 100%.

No obstante, hay que mencionar que, también hay una gran similitud en los valores de velocidad de circulación en la maniobra:

- El circulación del vehículo que, produjeron el despegue de las ruedas del semirremolque suelo, fueron de: 33 km/h para el 100% y 34km/h para el 50%
- Las que produjeron el vuelco del vehículo fueron de: 33,5 km/h para el 100% y 34,5 km/h para el 50%.

Igualmente, los ángulos de giro de volante requeridos en ambos casos, han sido similares, si bien, los correspondientes al 100% de factor de llenado fueron ligeramente superiores.

Aspectos que en parte, han podido contribuir al resultado obtenido. Además, esta mayor variación en la velocidad, puede inducir a la masa de líquido, a oscilar también en sentido longitudinal, pudiendo por tanto, disminuir su contribución en sentido transversal.

Dif. en valor absoluto		+Conservadora	RL	-Conservadora
Ay Semi Central	Máx.	0,007	0,015	0,014
	Min	0,007	0,012	0,015
	Dif	0,022	0,035	0,054
Ay Semi Frontal	Máx.	0,006	0,016	0,022
	Min	0,009	0,010	0,011
	Dif	0,011	0,020	0,025

Tabla 35. Diferencia entre umbrales de aceleración con f.d.ll. 50% y 100%

6.2.6.3 MANIOBRA DE CAMBIO DE CARRIL

6.2.6.3.1 Vehículo con los tanques vacíos

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8	E 9
	V obj	41	41	42	42	43	43	44	44	45
	Velocidad	35.704	37.312	38.559	39.818	39.589	40.312	41.916	41.794	43.090
Ay Tractor Central	Máx	0.237	0.226	0.225	0.216	0.227	0.239	0.219	0.230	0.209
	Min	-0.542	-0.409	-0.475	-0.438	-0.459	-0.417	-0.484	-0.436	-0.451
	Dif	0.779	0.634	0.699	0.654	0.686	0.656	0.703	0.667	0.660
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.280	0.263	0.271	0.258	0.272	0.270	0.259	0.266	0.251
	Min	-0.558	-0.408	-0.484	-0.441	-0.464	-0.419	-0.499	-0.427	-0.454
	Dif	0.838	0.672	0.755	0.699	0.735	0.689	0.757	0.694	0.705
Ay Semi Central	Máx	0.143	0.129	0.136	0.131	0.135	0.142	0.136	0.143	0.128
	Min	-0.415	-0.301	-0.357	-0.344	-0.350	-0.316	-0.368	-0.343	-0.354
	Dif	0.695	0.543	0.618	0.569	0.600	0.547	0.621	0.551	0.577
Ay Semi Frontal	Máx	0.220	0.202	0.207	0.196	0.205	0.213	0.196	0.209	0.185
	Min	-0.609	-0.477	-0.532	-0.496	-0.517	-0.478	-0.544	-0.487	-0.513
	Dif	0.829	0.679	0.739	0.691	0.722	0.691	0.740	0.696	0.698
Ay Semi 2D	Máx	0.006	-0.010	-0.002	-0.005	-0.003	0.005	-0.001	0.007	-0.009
	Min	-0.563	-0.449	-0.512	-0.501	-0.505	-0.470	-0.522	-0.503	-0.513
	Dif	0.568	0.440	0.510	0.495	0.501	0.476	0.521	0.51	0.504
T peak	Máx	2.260	0.785	0.965	0.665	0.025	0.563	0.690	2.065	2.213
	Min	4.068	3.848	4.200	3.945	3.675	3.920	3.823	3.943	3.988
	Dif	5.948	2.150	2.508	2.180	1.928	2.198	2.185	2.115	5.868
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N	N	N

		E 10	E 11	E 12	E 13
	V obj	45	46	47	47
	Velocidad	43.097	44.917	47.196	47.002
Ay Tractor Central	Máx	0.258	0.268	0.256	0.246
	Min	-0.469	-0.482	-0.493	-0.443
	Dif	0.728	0.750	0.749	0.690
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.304	0.311	0.287	0.289
	Min	-0.490	-0.503	-0.496	-0.449
	Dif	0.794	0.815	0.783	0.738
Ay Semi Central	Máx	0.168	0.170	0.164	0.156
	Min	-0.365	-0.371	-0.369	-0.335
	Dif	0.626	0.645	0.619	0.581
Ay Semi Frontal	Máx	0.240	0.246	0.235	0.223
	Min	-0.536	-0.560	-0.547	-0.505
	Dif	0.777	0.806	0.782	0.728
Ay Semi 2D	Máx	0.034	0.032	0.026	0.020
	Min	-0.525	-0.531	-0.525	-0.494
	Dif	0.560	0.563	0.551	0.514
T peak	Máx	3.288	1.975	0.148	2.080
	Min	5.033	3.578	3.500	3.685
	Dif	7.240	5.640	1.963	8.745
VUELCO		N	N	N	N

Tabla 36. Resumen de las aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].CC f.d.II. 0%

A continuación se muestran las gráficas del ensayo "E11", dónde se obtuvieron los mayores valores de aceleración.

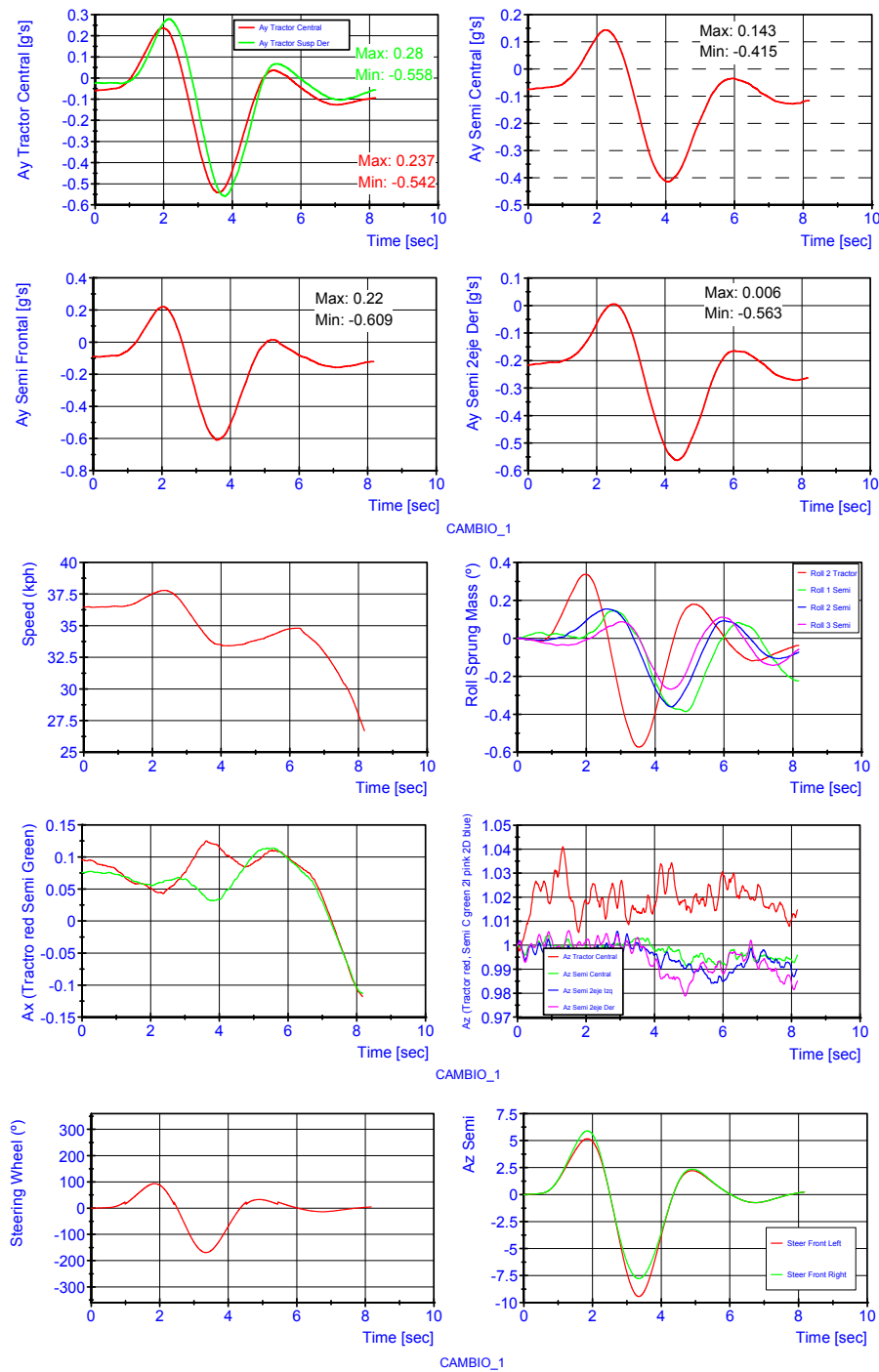


figura 206 Gráficas de medidas en ensayo de CC f.d.11. 0% "E13"

Con el vehículo vacío, se llegó a alcanzar una velocidad objetivo de ensayo máxima de 47 km/h (47,002 km/h entre picos) sin que se produjera el vuelco; en este caso no se aprecia la variación de velocidad comentada en el caso de la maniobra de slalom, al requerir menos acciones sobre el volante.

Los valores máximos de aceleración, medidos con los acelerómetros central y

frontal fueron de 0,170 g y 0,246 g en el ensayo "E11", con velocidad de 43,1 km/h y los mínimos fueron de -0,415 g y -0,609 g y los valores pico-pico fueron de 0,695 g y 0,829 g en el ensayo "E1", con velocidad de 35,7 km/h

6.2.6.3.2 Vehículo con los tanques al 50% de factor de llenado

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8	E 9
	V obj	41	41	41	42	42	42	43	43	43
	Velocidad	39.569	40.135	40.126	37.868	41.228	31.840	32.24	36.65	44.152
Ay Tractor Central	Máx	0.213	0.255	0.222	0.222	0.259	0.242	0.234	0.227	0.252
	Min	-0.424	-0.405	-0.421	-0.398	-0.446	-0.405	-0.403	-0.414	-0.458
	Dif	0.636	0.660	0.644	0.620	0.705	0.647	0.637	0.64	0.710
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.253	0.293	0.264	0.266	0.294	0.281	0.269	0.249	0.285
	Min	-0.435	-0.432	-0.426	-0.417	-0.478	-0.432	-0.425	-0.434	-0.498
	Dif	0.688	0.725	0.690	0.683	0.773	0.713	0.695	0.683	0.783
Ay Semi Central	Máx	0.137	0.154	0.140	0.142	0.159	0.154	0.144	0.132	0.158
	Min	-0.361	-0.339	-0.355	-0.339	-0.384	-0.352	-0.337	-0.347	-0.393
	Dif	0.552	0.571	0.551	0.541	0.613	0.559	0.551	0.551	0.625
Ay Semi Frontal	Máx	0.204	0.237	0.211	0.214	0.236	0.232	0.218	0.202	0.228
	Min	-0.505	-0.494	-0.497	-0.485	-0.544	-0.499	-0.494	-0.499	-0.546
	Dif	0.708	0.731	0.707	0.699	0.780	0.731	0.713	0.701	0.774
Ay Semi 2D	Máx	0.012	0.039	0.013	0.020	0.041	0.021	0.019	-0.008	0.034
	Min	-0.530	-0.507	-0.514	-0.506	-0.565	-0.521	-0.507	-0.521	-0.585
	Dif	0.543	0.547	0.527	0.525	0.606	0.542	0.526	0.512	0.620
T peak	Ti	4.248	5.793	4.588	3.63	4.183	3.57	3.105	2.9	3.298
	Tn	6.303	7.543	6.653	5.62	6.18	5.473	4.858	4.728	5.288
	Tp2	4.248	5.793	4.588	3.63	4.183	3.57	3.105	2.9	3.298
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N	N	N

		E 10	E 11	E 12	E 13	E 14	E 15	E 16	E 17	E 18
	V obj	44	44	44	45	45	45	46	46	46
	Velocidad	42.965	41.697	41.748	42.059	42.362	44.05	42.82	41.453	45.289
Ay Tractor Central	Máx	0.230	0.245	0.242	0.260	0.256	0.252	0.26	0.263	0.235
	Min	-0.419	-0.437	-0.440	-0.434	-0.451	-0.463	-0.46	-0.444	-0.456
	Dif	0.649	0.681	0.682	0.694	0.707	0.715	0.72	0.707	0.691
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.271	0.288	0.269	0.304	0.294	0.297	0.3	0.306	0.286
	Min	-0.450	-0.466	-0.474	-0.478	-0.481	-0.484	-0.488	-0.462	-0.468
	Dif	0.721	0.754	0.743	0.783	0.775	0.78	0.789	0.769	0.754
Ay Semi Central	Máx	0.143	0.153	0.151	0.166	0.162	0.16	0.166	0.167	0.152
	Min	-0.371	-0.379	-0.385	-0.364	-0.385	-0.406	-0.395	-0.379	-0.389
	Dif	0.577	0.601	0.593	0.616	0.613	0.62	0.623	0.602	0.601
Ay Semi Frontal	Máx	0.218	0.232	0.221	0.247	0.237	0.237	0.249	0.247	0.223
	Min	-0.512	-0.527	-0.526	-0.522	-0.551	-0.537	-0.555	-0.532	-0.529
	Dif	0.730	0.759	0.747	0.769	0.788	0.774	0.804	0.779	0.752
Ay Semi 2D	Máx	0.026	0.029	0.023	0.044	0.047	0.082	0.048	0.044	0.021
	Min	-0.547	-0.556	-0.566	-0.543	-0.570	-0.595	-0.603	-0.560	-0.575
	Dif	0.573	0.585	0.589	0.587	0.617	0.677	0.652	0.604	0.595
T peak	Ti	3.078	2.993	4.558	3.263	2.84	2.38	2.63	2.395	2.783
	Tn	5.078	4.888	6.47	5.143	4.79	4.413	4.685	4.305	4.768
	Tp2	3.078	2.993	4.558	3.263	2.84	2.38	2.63	2.395	2.783
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N	N	N

		E 19	E 20	E 21	E 22	E 23	E 24	E 28	E 29	E 30
	V obj	47	47	47	48	48	48	49	49	49
	Velocidad	43.607	45.245	43.698	44.846	43.96	36.77	46.57	45.54	49.27
Ay Tractor Central	Máx	0.273	0.249	0.297	0.280	0.274	0.306	0.302	0.303	0.285
	Min	-0.480	-0.471	-0.493	-0.494	-0.453	-0.481	-0.525	-0.457	-0.48
	Dif	0.753	0.720	0.789	0.774	0.727	0.787	0.828	0.76	0.765
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.303	0.310	0.341	0.323	0.329	0.356	0.355	0.36	0.334
	Min	-0.512	-0.496	-0.533	-0.519	-0.49	-0.555	-0.609	-0.487	-0.536
	Dif	0.814	0.806	0.874	0.842	0.819	0.91	0.964	0.847	0.87
Ay Semi Central	Máx	0.173	0.167	0.192	0.188	0.188	0.201	0.204	0.203	0.193
	Min	-0.418	-0.422	-0.437	-0.438	-0.402	-0.452	-0.492	-0.402	-0.429
	Dif	0.641	0.639	0.682	0.654	0.631	0.71	0.761	0.644	0.677
Ay Semi Frontal	Máx	0.253	0.248	0.281	0.269	0.276	0.301	0.297	0.295	0.279
	Min	-0.566	-0.560	-0.572	-0.588	-0.548	-0.581	-0.622	-0.533	-0.577
	Dif	0.819	0.808	0.853	0.858	0.824	0.882	0.919	0.829	0.856
Ay Semi 2D	Máx	0.055	0.041	0.076	0.068	0.067	0.098	0.084	0.077	0.07
	Min	-0.613	-0.619	-0.635	-0.639	-0.599	-0.656	-0.695	-0.596	-0.623
	Dif	0.667	0.660	0.711	0.707	0.666	0.754	0.779	0.673	0.693
T peak	Ti	2.445	2.29	2.775	3.573	3.38	2.57	3.193	3.11	3.355
	Tn	4.25	4.088	4.775	5.36	5.14	4.373	5.205	4.855	5.085
	Tp2	2.445	2.29	2.775	3.573	3.38	2.57	3.193	3.11	3.355
VUELCO		D	D	D	D	D	D	V	D	D

		E 31	E 32
	V obj	50	55
	Velocidad	47.11	49.99
Ay Tractor Central	Máx	0.311	0.348
	Min	-0.504	-0.566
	Dif	0.816	0.914
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.356	0.41
	Min	-0.583	-0.672
	Dif	0.94	1.081
Ay Semi Central	Máx	0.21	0.247
	Min	-0.461	-0.603
	Dif	0.73	0.835
Ay Semi Frontal	Máx	0.306	0.349
	Min	-0.607	-0.652
	Dif	0.913	1.002
Ay Semi 2D	Máx	0.096	0.127
	Min	-0.675	-0.773
	Dif	0.77	0.9
T peak	Ti	2.04	2.448
	Tn	3.708	4.14
	Tp2	2.04	2.448
VUELCO		V	V

Tabla 37. Resumen de las aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].CC f.d.II. 50%

Con el vehículo a media carga, se empezaba a producir el despegue de las ruedas a una velocidad de objetivo de 47 km/h. El valor máximo de aceleración medido sin que se produjera el levantamiento de las ruedas fue de 0,167 g en el ensayo "E17" y de 0,249 g en el "E16", los mínimos fueron de -0,406 g en el "E15" y -0,555 g en el "E16" y la amplitud fue de 0,625 en el "E9" y 0,804 en el "E16"

para los acelerómetros central y frontal.

En los casos en los que se producía el levantamiento de las ruedas del semirremolque, los valores máximos fueron de 0,203 g en el "E29" y 0,301 g en el "E24", los mínimos de -0,452 g en el "E24" y -0,555 g en el "E22" y la máxima amplitud fue de 0,710 y 0,882 g en el "E24" para los mismos acelerómetros.

En los ensayos que se producía el vuelco del vehículo, los mínimos valores de aceleración medidos fueron de 0,204 g y 0,297 g en el "E28", -0,461 g y -0,607 g y la menor amplitud fue de 0,730 g y 0,913 en el "E31".

6.2.6.3.3 Vehículo con los tanques al 100% de factor de llenado

Con el vehículo a plena carga, se empezaba a producir el despegue de las ruedas a una velocidad de objetivo de 49 km/h. El valor máximo de aceleración medida sin que se produjera el levantamiento de las ruedas fue de 0,248 g y de 0,354 g en el "E15"; los mínimos fueron de -0,458 g en el "E15" y -0,661 g en el "E11" y la amplitud fue de 0,740 g y 1,006 g en el "E11", para los acelerómetros central y frontal.

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8	E 9
	V obj	41	41	42	42	43	43	44	45	47
	Velocidad	40.795	39.793	41.143	40.783	40.067	39.634	43.17	47.01	45.957
Ay Tractor Central	Máx	0.260	0.244	0.245	0.230	0.249	0.282	0.279	0.277	0.296
	Min	-0.364	-0.431	-0.435	-0.447	-0.428	-0.483	-0.437	-0.478	-0.484
	Dif	0.624	0.674	0.679	0.677	0.677	0.765	0.716	0.755	0.780
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.295	0.313	0.292	0.275	0.303	0.335	0.338	0.335	0.355
	Min	-0.378	-0.459	-0.451	-0.471	-0.434	-0.506	-0.484	-0.494	-0.515
	Dif	0.673	0.772	0.742	0.746	0.737	0.841	0.822	0.829	0.870
Ay Semi Central	Máx	0.166	0.153	0.173	0.169	0.165	0.199	0.19	0.199	0.218
	Min	-0.335	-0.341	-0.373	-0.379	-0.362	-0.401	-0.382	-0.404	-0.422
	Dif	0.506	0.619	0.569	0.577	0.572	0.642	0.632	0.63	0.651
Ay Semi Frontal	Máx	0.250	0.249	0.245	0.229	0.249	0.285	0.287	0.281	0.305
	Min	-0.453	-0.527	-0.539	-0.549	-0.517	-0.598	-0.564	-0.574	-0.583
	Dif	0.703	0.776	0.784	0.778	0.766	0.883	0.851	0.856	0.888
Ay Semi 2D	Máx	0.046	0.037	0.055	0.042	0.049	0.081	0.083	0.089	0.107
	Min	-0.486	-0.515	-0.525	-0.535	-0.513	-0.568	-0.558	-0.569	-0.594
	Dif	0.532	0.552	0.580	0.577	0.562	0.649	0.642	0.658	0.702
T peak	Ti	5.565	5.623	6.045	5.495	4.333	4.22	4.693	5.35	4.388
	Tn	7.303	7.445	7.643	7.16	5.933	5.798	6.213	7.005	6.02
	Tp2	13.74	10.14	6.063	14.01	4.365	8.46	4.718	14.86	4.42
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N	N	N

		E 10	E 11	E 12	E 13	E 14	E 15	E 16	E 17	E 18
	V obj	48	49	50	49	48	51	51	52	52
	Velocidad	45.151	48.194	48.480	47.580	47.740	49.64	48.94	44.77	50.506
Ay Tractor Central	Máx	0.319	0.331	0.339	0.292	0.287	0.332	0.361	0.350	0.380
	Min	-0.505	-0.524	-0.556	-0.489	-0.475	-0.525	-0.578	-0.646	-0.533
	Dif	0.824	0.856	0.895	0.782	0.762	0.857	0.94	0.996	0.913
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.380	0.399	0.395	0.345	0.339	0.406	0.43	0.443	0.443
	Min	-0.532	-0.583	-0.597	-0.529	-0.482	-0.576	-0.639	-0.768	-0.578
	Dif	0.912	0.981	0.992	0.873	0.822	0.982	1.069	1.211	1.021
Ay Semi Central	Máx	0.237	0.241	0.242	0.210	0.209	0.248	0.264	0.233	0.279
	Min	-0.419	-0.448	-0.482	-0.439	-0.413	-0.458	-0.512	-0.468	-0.494
	Dif	0.675	0.740	0.750	0.663	0.613	0.734	0.806	0.978	0.742
Ay Semi Frontal	Máx	0.336	0.345	0.348	0.291	0.291	0.354	0.373	0.379	0.396
	Min	-0.619	-0.661	-0.657	-0.598	-0.562	-0.64	-0.683	-0.762	-0.657
	Dif	0.955	1.006	1.005	0.889	0.853	0.995	1.057	1.141	1.053
Ay Semi 2D	Máx	0.132	0.144	0.142	0.108	0.102	0.156	0.178	0.144	0.213
	Min	-0.605	-0.648	-0.665	-0.619	-0.580	-0.652	-0.713	-0.752	-0.706
	Dif	0.737	0.792	0.807	0.726	0.682	0.808	0.891	0.896	0.920
T peak	Ti	4.198	5.498	5.123	4	4.058	4.37	3.993	3.833	3.875
	Tn	5.74	7	6.698	5.605	5.658	5.955	5.538	5.27	5.558
	Tp2	4.228	11.78	8.803	7.615	10.58	8.138	7.603	3.975	7.558
VUELCO		N	N	D	D	N	N	V	V	V

Tabla 38. Resumen de las aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].CC.f.d.11. 100%

En los casos en los que se producía el levantamiento de las ruedas del semirremolque, los valores mínimos de la parte positiva de la señal de aceleración medida fueron de 0,210 g y 0,291 g; los mínimos de -0,439 g y -0,598 g y las amplitudes fueron de 0,663 g y 0,889 g en el "E13".

En los ensayos que se producía el vuelco del vehículo, los máximos y mínimos valores de aceleración medidos fueron de: 0,233 g y 0,373 g y -0,468 g y -0,657 g en el "E17" y en el "E18" respectivamente y la menor amplitud fue de 0,742 g y 1,053 g en el "E18".

6.2.6.3.4 Análisis comparando la influencia del factor de llenado en los ensayos de cambio de carril

A continuación se muestran las gráficas de los ensayos que mayor amplitud de la señal de aceleración presentaron, pero que no produjeron vuelco; los de menor valor que produjeron el levantamiento de las ruedas y los que sí lo produjeron, para las series de ensayos con factores de llenado de la cisterna del 50% y del 100%.

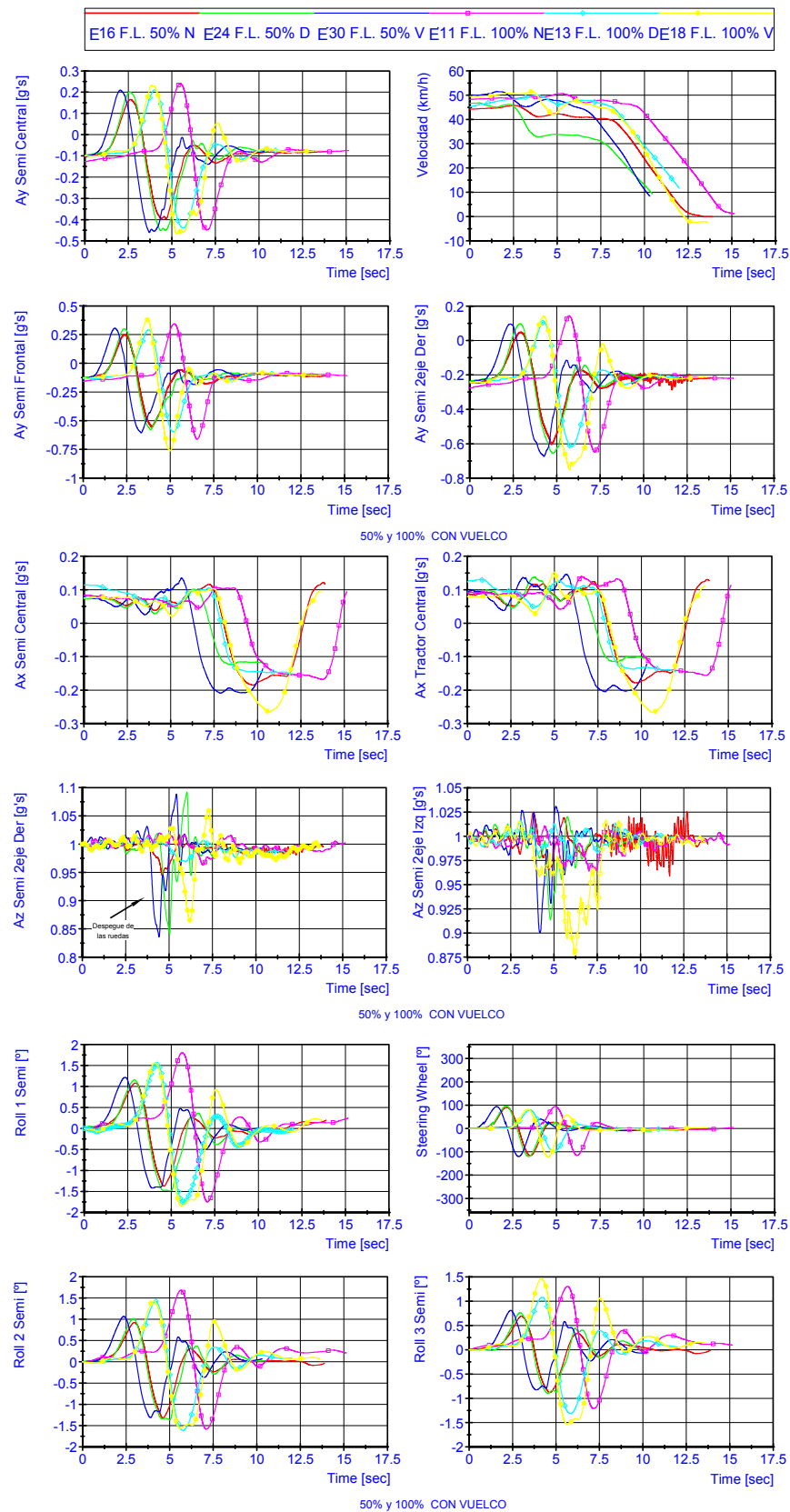
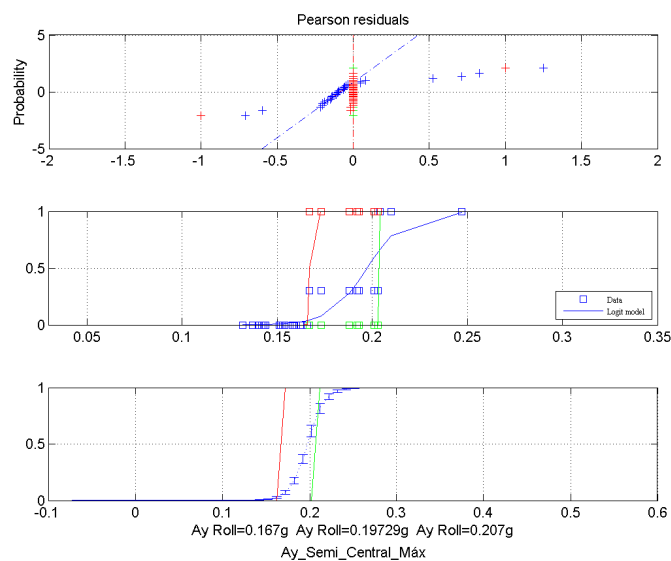
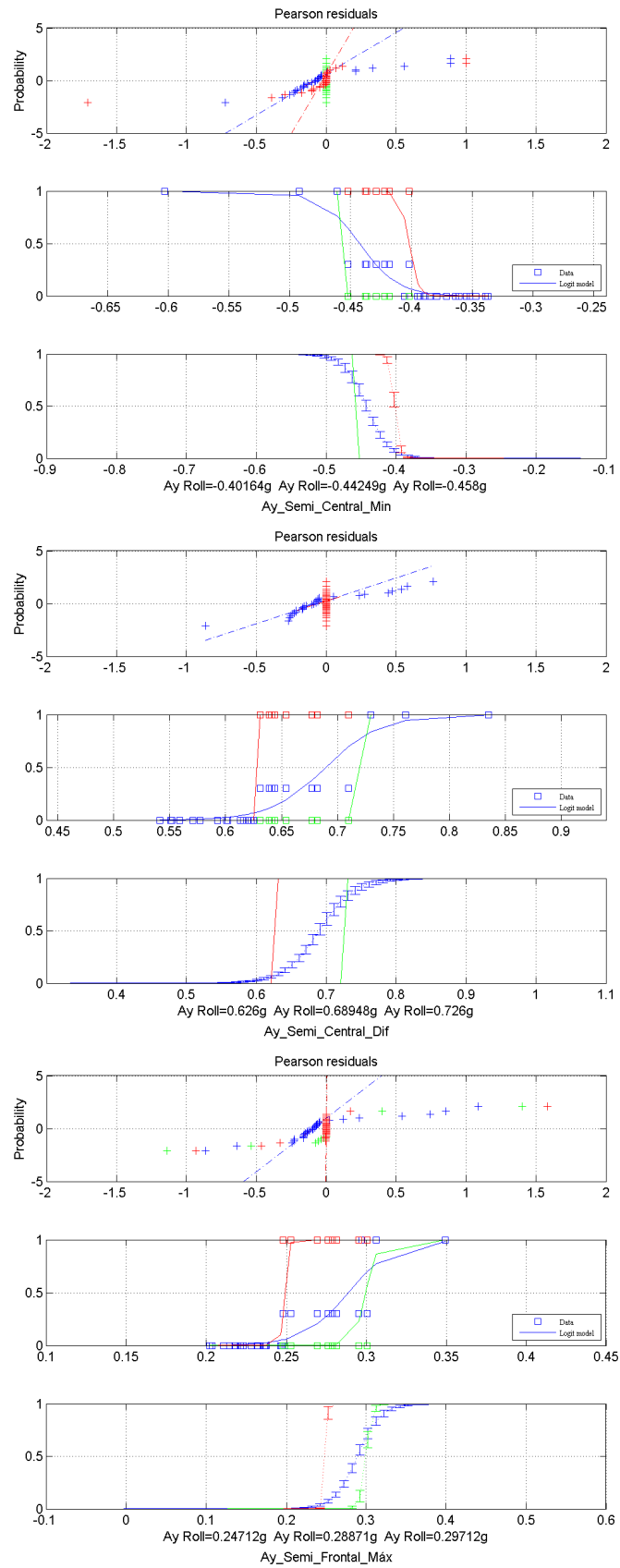


figura 207 Resultados comparados de ensayos CC con f.d.l. 50% y 100% con y sin vuelco

Como se puede apreciar en las gráficas, los ángulos de giro del volante en los seis casos son muy similares, al igual que las aceleraciones laterales experimentadas. Se aprecia, sin embargo, una diferencia en el ángulo de balanceo experimentado por la masa suspendida en los ensayos a plena carga, que es sensiblemente mayor.

Para determinar el valor del umbral de vuelco en los ensayos de cambio de carril se ha realizado, igualmente, ajuste de los datos experimentales mediante una regresión logística binaria descrito previamente, mostrándose a continuación los datos obtenidos. En los casos de estimación conservadora y optimista, los datos experimentales no han permitido realizar un ajuste por una función logística, como se puede apreciar en las gráficas de residuos, en tales casos se ha realizado una estimación lineal entre los valores de aceleración previos y posteriores al de despegue.





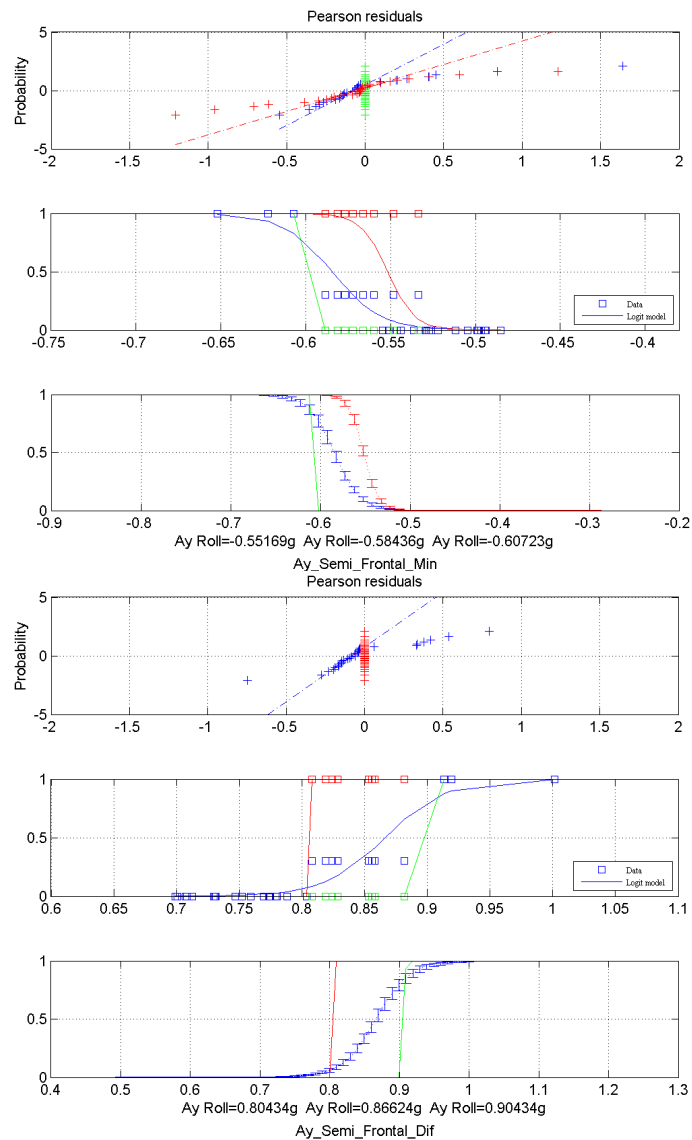


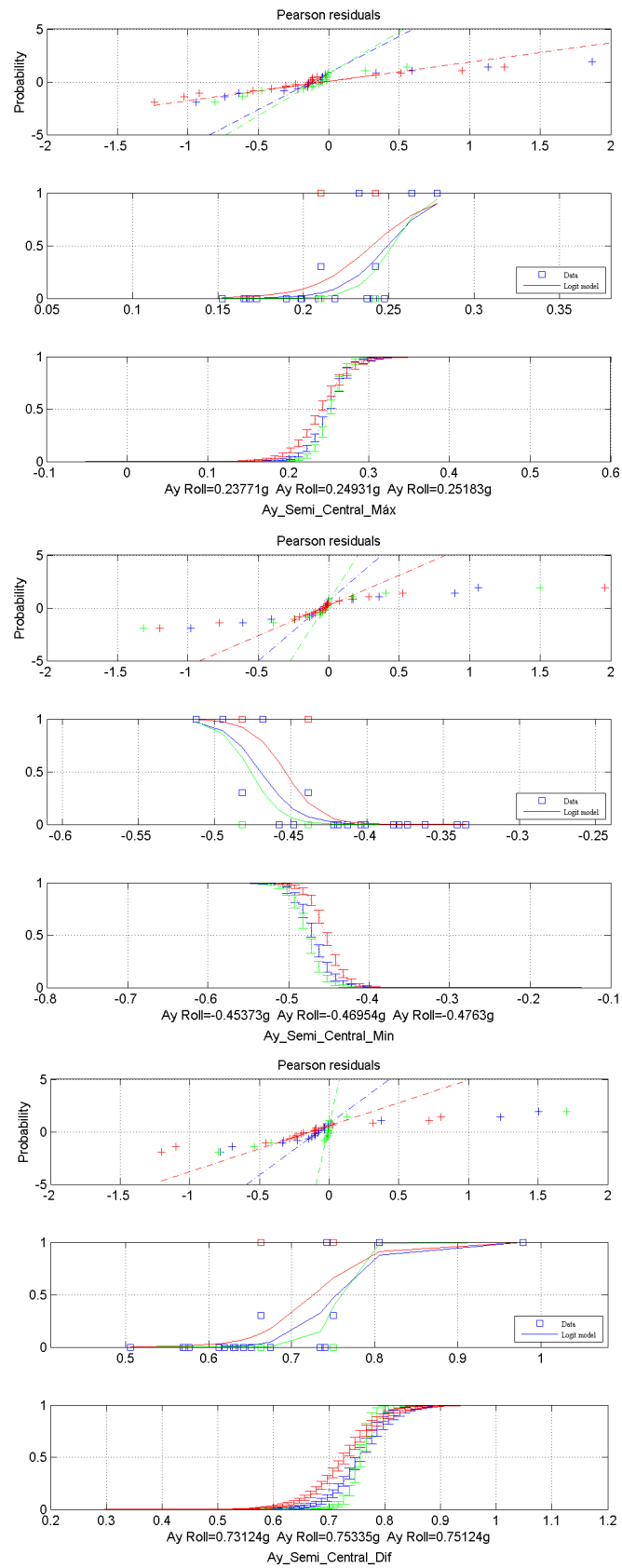
figura 208 Ajuste y predicción del umbral con RLB en los cambio de carril con f.d.11. 50%

En la siguiente tabla se muestra el valor obtenido en la determinación del umbral de vuelco basándose en los ajustes de los datos experimentales.

		+Conservadora	RL	-Conservadora
Ay Semi Central	Máx.	0,167	0,197	0,207
	Min	-0,402	-0,443	-0,458
	Dif	0,626	0,689	0,726
Ay Semi Frontal	Máx.	0,247	0,289	0,297
	Min	-0,552	-0,584	-0,607
	Dif	0,804	0,866	0,904

Tabla 39. Umbral de vuelco en aceleración en los ensayos de CC con f.d.11. 50%

En el caso de llenado completo del tanque, los valores obtenidos son:



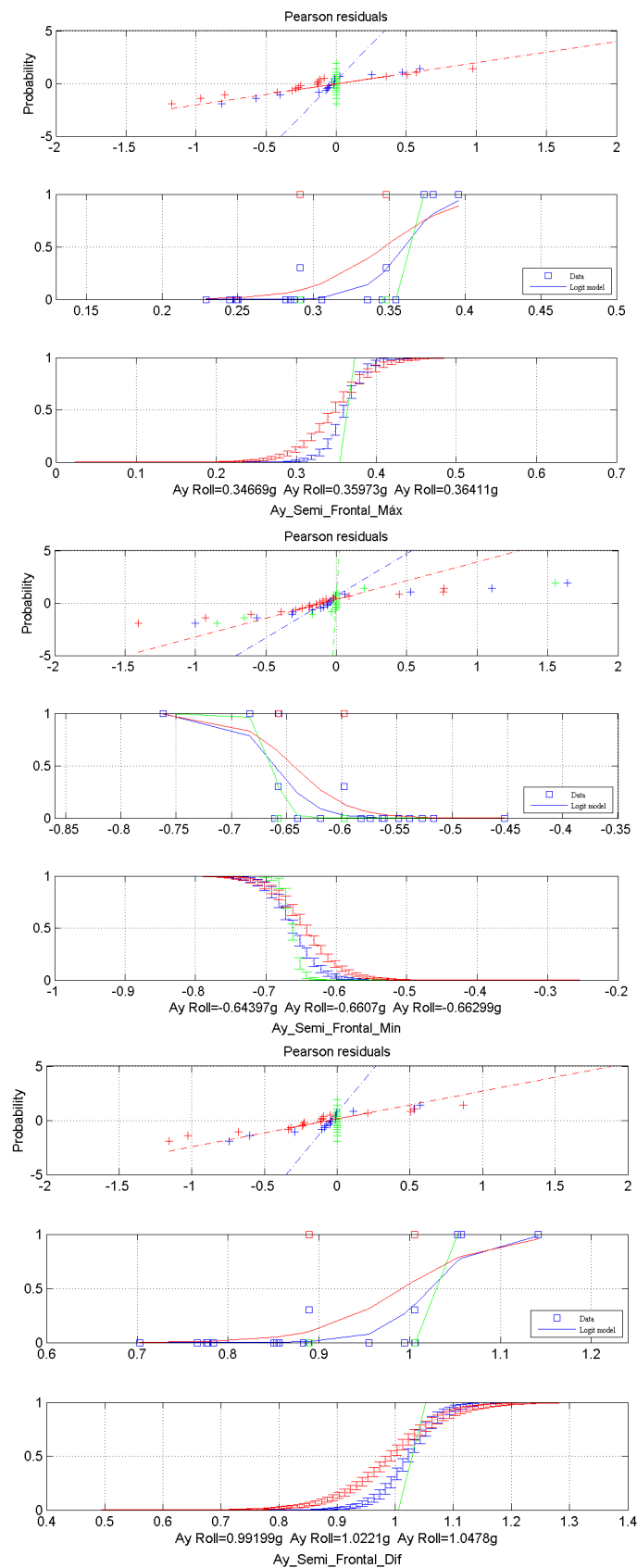


figura 209 Regresión logística de los ensayos CC con f.d.il. 100%

		+Conservadora	RL	-Conservadora
Ay Semi Central	Máx.	0,238	0,249	0,252
	Min	-0,454	-0,469	-0,476
	Dif	0,731	0,753	0,751
Ay Semi Frontal	Máx.	0,347	0,360	0,364
	Min	-0,644	-0,661	-0,663
	Dif	0,992	1,022	1,048

Tabla 40. Umbrales de aceleración en los ensayos de CC con f.d.ll. 100%

Si se comparan los resultados obtenidos con las condiciones de carga líquida, se observa que, en este caso, el efecto desestabilizador del oleaje en el interior del tanque, con el 50% de factor de llenado, es más importante que la mayor masa y altura del centro de gravedad del llenado completo, ya que los umbrales de aceleración determinados, son mayores para el llenado completo, en un promedio de $-0,061^\circ$ (máx. $-0,105^\circ$ y min. $0,018^\circ$) favorables a éste. No obstante, la diferencia obtenida es mínima.

Este resultado va en contra del obtenido en los slalom. La posible explicación puede ser debida a los siguientes aspectos:

- Como se ha visto en los ensayos circulares y en el análisis del efecto del oleaje realizado en el capítulo 5, el desplazamiento lateral de la carga por sí sólo no produce mayor momento desestabilizador que el llenado completo.
- Por otra parte, como únicamente hay dos giros de volante que generan una aceleración con una cresta positiva y otra negativa, la respuesta del líquido pueda estar acoplada a la del vehículo de manera resonante, con el resultado final de que, en algún instante, el efecto del balanceo y aceleración del vehículo se suma al del agua generando un umbral de vuelco menor.

6.2.6.4 MANIOBRA DE DOBLE CAMBIO DE CARRIL

6.2.6.4.1 Vehículo con los tanques vacíos

En las maniobras de doble cambio de carril con el vehículo vacío se llegó a alcanzar una velocidad objetivo de 44 km/h sin que se produjera el vuelco del mismo. A continuación se muestran los valores de aceleración lateral medidos en cada uno de los ensayos.

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8
	V obj	37	37	38	38	39	39	40	40
	Velocidad	33.253	33.301	36.241	35.859	37.231	37.814	39.166	40.101
Ay Tractor Central	Máx	0.231	0.280	0.203	0.242	0.225	0.239	0.246	0.246
	Min	-0.466	-0.463	-0.498	-0.559	-0.498	-0.569	-0.552	-0.560
	Dif	0.698	0.743	0.700	0.800	0.723	0.808	0.798	0.806
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.259	0.309	0.241	0.280	0.252	0.276	0.268	0.281
	Min	-0.453	-0.434	-0.498	-0.564	-0.491	-0.574	-0.564	-0.555
	Dif	0.711	0.743	0.739	0.844	0.743	0.850	0.832	0.836
Ay Semi Central	Máx	0.113	0.145	0.121	0.127	0.125	0.143	0.137	0.150
	Min	-0.412	-0.409	-0.438	-0.471	-0.444	-0.474	-0.482	-0.475
	Dif	0.598	0.598	0.618	0.717	0.619	0.707	0.695	0.686
Ay Semi Frontal	Máx	0.192	0.245	0.187	0.224	0.206	0.221	0.223	0.229
	Min	-0.518	-0.494	-0.559	-0.609	-0.556	-0.633	-0.622	-0.618
	Dif	0.710	0.739	0.745	0.833	0.761	0.853	0.844	0.846
Ay Semi 2D	Máx	-0.019	0.013	-0.023	-0.012	-0.014	0.002	-0.004	0.010
	Min	-0.552	-0.546	-0.577	-0.608	-0.587	-0.618	-0.623	-0.618
	Dif	0.533	0.559	0.554	0.595	0.573	0.619	0.619	0.629
T peak	Ti	2.393	7.42	2.355	2.678	2.478	2.465	2.793	3.42
	Tn	4.838	5.215	4.7	4.938	4.81	4.67	5.048	5.57
	Tp2	7.2	7.515	6.615	7.095	6.915	6.878	7.113	7.58
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N	N
		T 9	T 10	T 11	T 12	T 13	T 14	T 15	T 16
	V obj	41	41	42	42	43	43	44	44
	Velocidad	38.824	41.097	42.643	43.518	45.355	46.110	48.138	48.948
Ay Tractor Central	Máx	0.275	0.237	0.273	0.249	0.237	0.263	0.251	0.242
	Min	-0.596	-0.594	-0.626	-0.583	-0.622	-0.585	-0.603	-0.627
	Dif	0.871	0.831	0.899	0.832	0.860	0.848	0.854	0.868
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.304	0.287	0.320	0.281	0.284	0.279	0.293	0.286
	Min	-0.587	-0.605	-0.634	-0.582	-0.639	-0.588	-0.620	-0.637
	Dif	0.891	0.892	0.953	0.863	0.923	0.867	0.913	0.923
Ay Semi Central	Máx	0.149	0.146	0.170	0.157	0.155	0.135	0.148	0.148
	Min	-0.506	-0.507	-0.520	-0.503	-0.526	-0.499	-0.498	-0.527
	Dif	0.742	0.747	0.784	0.706	0.767	0.732	0.765	0.775
Ay Semi Frontal	Máx	0.270	0.226	0.263	0.229	0.228	0.243	0.251	0.247
	Min	-0.645	-0.650	-0.687	-0.637	-0.685	-0.645	-0.669	-0.684
	Dif	0.915	0.877	0.950	0.866	0.913	0.888	0.920	0.932
Ay Semi 2D	Máx	0.022	0.004	0.030	0.021	0.018	0.007	0.025	0.026
	Min	-0.650	-0.658	-0.678	-0.650	-0.681	-0.646	-0.659	-0.681
	Dif	0.672	0.661	0.708	0.671	0.700	0.653	0.684	0.707
T peak	Ti	6.575	3.73	2.488	3.223	3.015	7.223	2.508	2.758
	Tn	4.66	5.945	4.628	5.428	5.183	5.308	4.45	4.95
	Tp2	6.663	3.76	6.58	7.388	7.15	7.24	6.235	2.78
VUELCO		N	N	N	N	N	N	N	N

Tabla 41. Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].DCC f.d.II. 0%

Con el vehículo vacío, se llegó a alcanzar una velocidad objetivo de ensayo máxima de 44 km/h sin que se produjera el vuelco. El valor máximo de aceleración medido con los acelerómetros central y frontal fue de 0,170 g en el ensayo "E11" y 0,270 g en el ensayo "E9" y los mínimos fueron de -0,527 g en el "E16" y -0,687 g en el "E11" y el valor pico-pico máximo fue de 0,784 g y 0,950 g en el ensayo "E11"

con velocidad objetivo de 42 km/h.

A continuación se muestran las medidas registradas en el ensayo "E11".

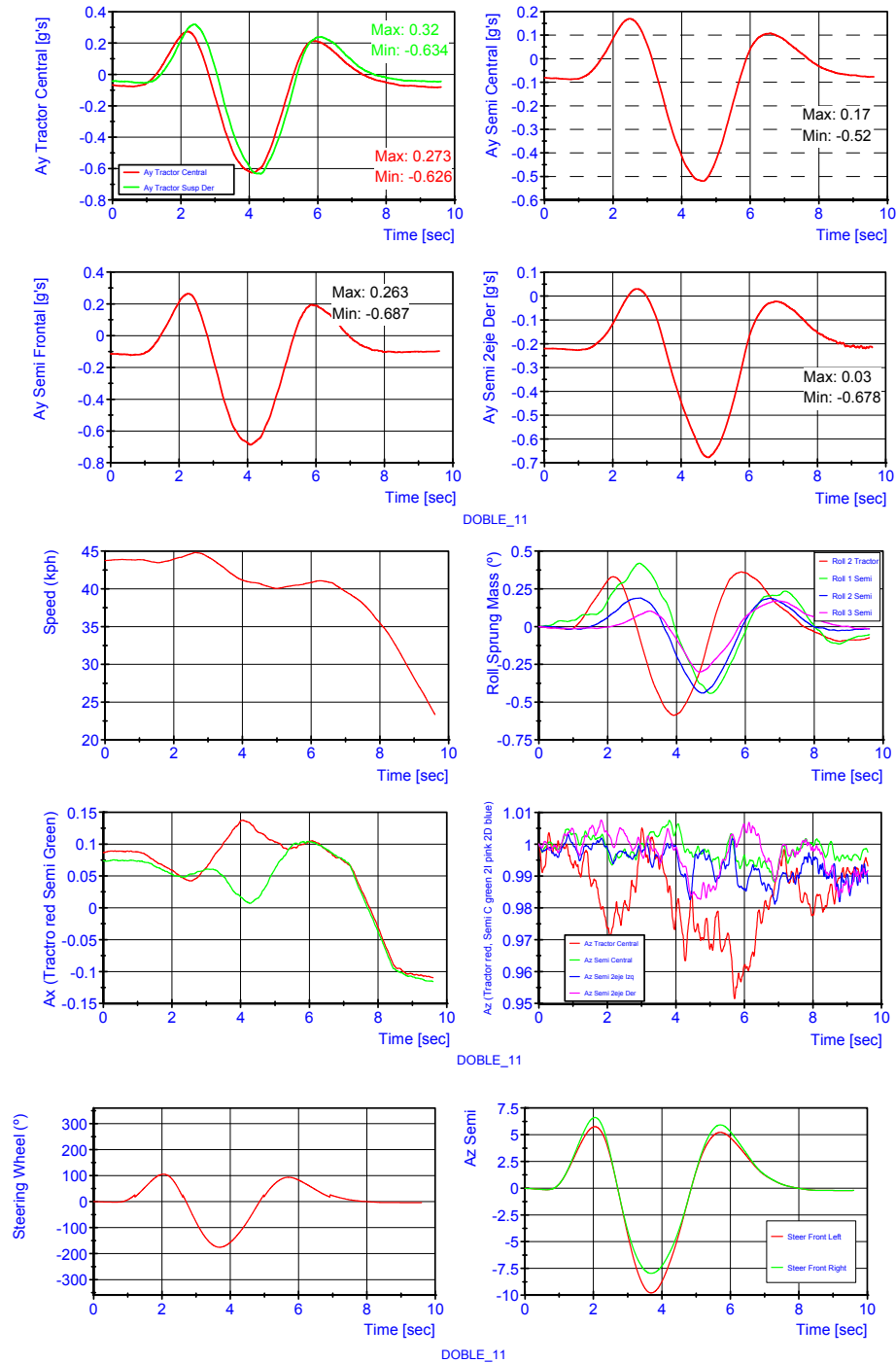


figura 210 Lecturas de los sensores en el DCC f.d.11. 0% "E11"

6.2.6.4.2 Vehículo con los tanques al 50% de factor de llenado

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8
	V obj	37	37	38	38	38	39	39	39
	Velocidad	38.129	39.770	39.105	40.480	30.904	34.192	33.05	35.57
Ay Tractor Central	Máx	0.231	0.241	0.238	0.235	0.243	0.298	0.234	0.234
	Min	-0.482	-0.516	-0.568	-0.474	-0.554	-0.580	-0.508	-0.558
	Dif	0.714	0.757	0.806	0.708	0.796	0.878	0.742	0.792
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.254	0.271	0.276	0.257	0.281	0.333	0.26	0.271
	Min	-0.482	-0.524	-0.588	-0.467	-0.545	-0.579	-0.521	-0.581
	Dif	0.736	0.794	0.864	0.724	0.826	0.912	0.781	0.852
Ay Semi Central	Máx	0.139	0.138	0.149	0.142	0.143	0.185	0.138	0.147
	Min	-0.427	-0.470	-0.505	-0.438	-0.498	-0.540	-0.47	-0.503
	Dif	0.597	0.657	0.716	0.582	0.683	0.727	0.643	0.705
Ay Semi Frontal	Máx	0.210	0.232	0.225	0.213	0.231	0.287	0.21	0.223
	Min	-0.564	-0.608	-0.652	-0.553	-0.627	-0.655	-0.605	-0.645
	Dif	0.774	0.840	0.877	0.766	0.858	0.942	0.815	0.869
Ay Semi 2D	Máx	0.010	0.002	0.027	0.007	0.009	0.082	0.005	0.012
	Min	-0.582	-0.612	-0.674	-0.582	-0.648	-0.692	-0.612	-0.662
	Dif	0.592	0.613	0.702	0.589	0.656	0.774	0.617	0.674
Ay Semi Central	Ti	4.218	2.143	2.243	2.87	3.53	2.485	4.22	3.113
	Tn	6.473	4.345	4.398	5.07	5.798	4.71	6.395	5.295
	Tp2	4.255	6.555	6.648	7.565	7.878	6.955	4.258	7.533
VUELCO		N	N	N	N	N	D	N	D
		T 9	T 10	T 11	T 12	T 13	T 14	T 15	T 16
	V obj	39	40	40	40	41	41	42	42
	Velocidad	35.08	40.03	39.01	40.42	38.36	42.06	39.90	41.26
Ay Tractor Central	Máx	0.210	0.230	0.229	0.221	0.265	0.228	0.235	0.254
	Min	-0.525	-0.576	-0.556	-0.560	-0.578	-0.599	-0.626	-0.621
	Dif	0.735	0.806	0.785	0.781	0.842	0.827	0.861	0.875
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.244	0.268	0.274	0.259	0.294	0.260	0.278	0.296
	Min	-0.535	-0.579	-0.553	-0.583	-0.635	-0.627	-0.679	-0.669
	Dif	0.778	0.847	0.827	0.842	0.929	0.887	0.957	0.966
Ay Semi Central	Máx	0.132	0.143	0.143	0.144	0.165	0.145	0.144	0.158
	Min	-0.482	-0.527	-0.521	-0.523	-0.553	-0.556	-0.599	-0.576
	Dif	0.647	0.705	0.684	0.699	0.764	0.743	0.813	0.808
Ay Semi Frontal	Máx	0.201	0.214	0.218	0.210	0.253	0.209	0.227	0.237
	Min	-0.613	-0.652	-0.641	-0.647	-0.670	-0.690	-0.710	-0.699
	Dif	0.814	0.867	0.859	0.857	0.922	0.899	0.937	0.936
Ay Semi 2D	Máx	-0.006	0.008	0.191	0.094	0.035	0.039	0.010	0.032
	Min	-0.629	-0.687	-0.664	-0.811	-0.744	-0.741	-0.790	-0.784
	Dif	0.623	0.695	0.855	0.904	0.779	0.779	0.800	0.816
T peak	Ti	4.89	5.18	5.13	5.345	4.123	5.125	5.763	3.103
	Tn	7.118	7.373	7.3	7.505	6.34	7.398	8.098	5.345
	Tp2	4.915	9.683	9.525	9.798	8.593	9.598	9.743	3.158
VUELCO		D	D	D	D	V	V	V	V

		T 17	T 18	T 19
	V obj	41	42	43
	Velocidad	40.05	39.46	40.65
Ay Tractor Central	Máx	0.23	0.223	0.25
	Min	-0.572	-0.602	-0.622
	Dif	0.802	0.825	0.871
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.262	0.261	0.281
	Min	-0.598	-0.636	-0.692
	Dif	0.86	0.896	0.972
Ay Semi Central	Máx	0.132	0.138	0.151
	Min	-0.539	-0.557	-0.568
	Dif	0.728	0.759	0.822
Ay Semi Frontal	Máx	0.204	0.201	0.227
	Min	-0.654	-0.679	-0.707
	Dif	0.859	0.88	0.934
Ay Semi 2D	Máx	-1E-03	0.091	0.012
	Min	-0.712	-0.736	-0.807
	Dif	0.711	0.827	0.819
T peak	Ti	4.903	4.955	4.67
	Tn	7.175	7.155	6.948
	Tp2	9.395	9.418	8.58
VUELCO		V	V	V

Tabla 42. Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].DCC, f.d.11. 50%

Con el vehículo a media carga, se empezaba a producir el despegue de las ruedas a una velocidad de objetivo de 39 km/h. El valor máximo de aceleración medido sin que se produjera el levantamiento de las ruedas fue de 0,149 g y de 0,232 g en el "E3" y "E2", los mínimos fueron de -0,505 g y -0,652 g en el "E3" y la amplitud fue de 0,716 g y 0,877 g en el "E3".

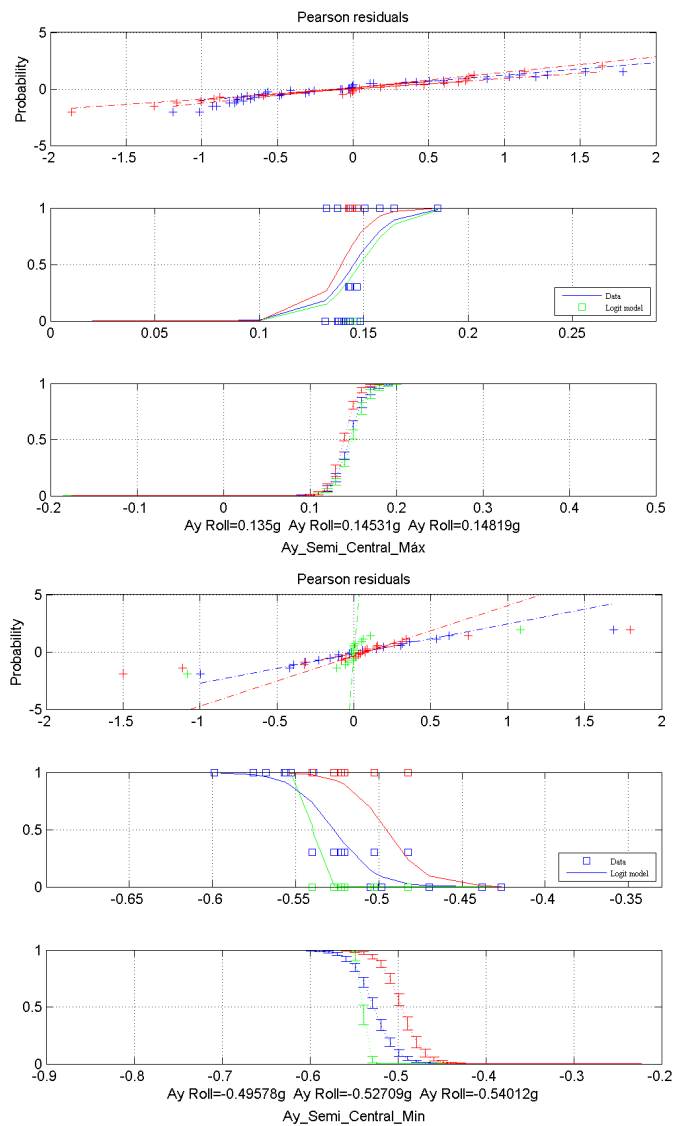
En los casos en los que se producía el levantamiento de las ruedas del semirremolque, los valores mínimos de la parte positiva de la señal de aceleración medida fueron de 0,185 g y 0,287 g, los mínimos de -0,540 g y -0,655 g y la amplitud fue de 0,727 g y 0,942 g en el "E6", con velocidad objetivo de 39 km/h.

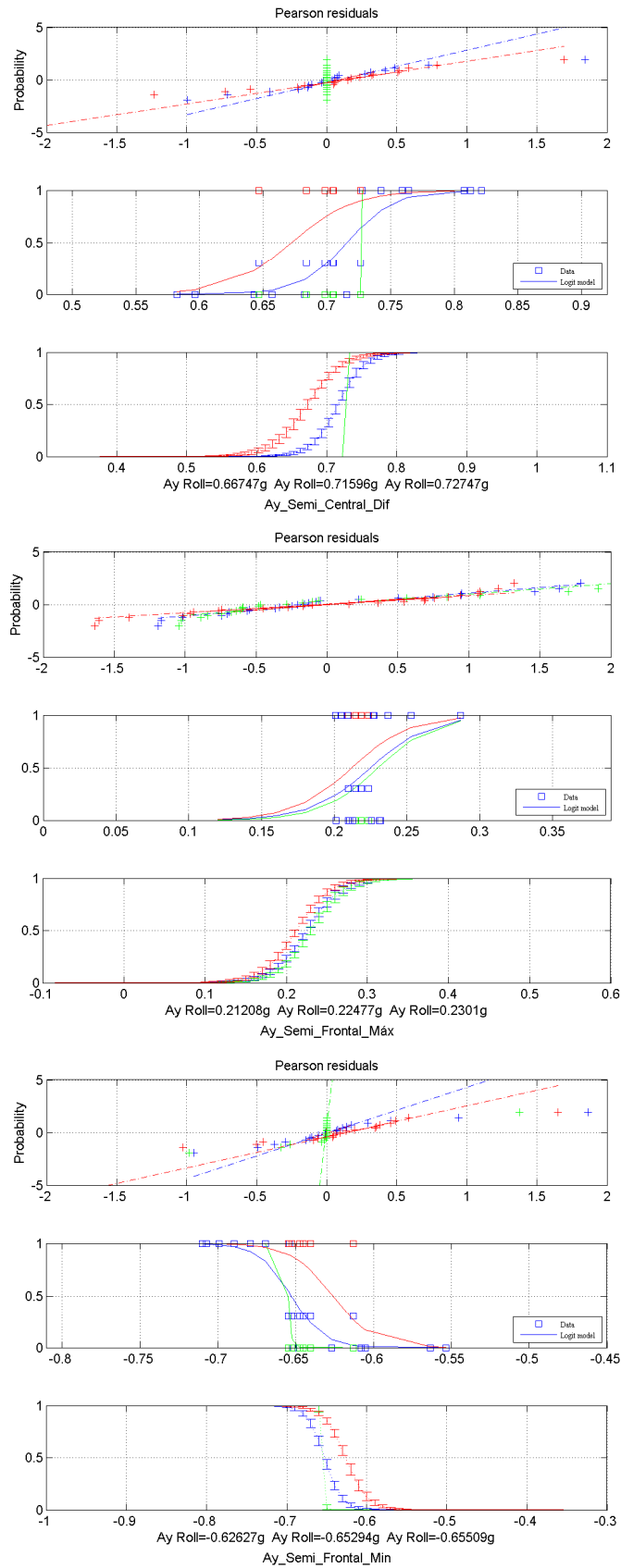
En los ensayos que se producía el vuelco del vehículo, los mínimos valores de aceleración medidos fueran de 0,132 g y 0,201 g, -0,539 g y -0,654 g en el "E17" y en el "E18" respectivamente y la menor amplitud fue de 0,728 g y 0,859 g en el "E17".

El umbral de vuelco se ha determinado siguiendo el mismo procedimiento descrito en las otras maniobras, cuyos resultados se muestran en las siguientes figuras.

		+Conservadora	RL	-Conservadora
Ay Semi Central	Máx.	0,135	0,145	0,148
	Min	-0,496	-0,527	-0,540
	Dif	0,667	0,716	0,727
Ay Semi Frontal	Máx.	0,212	0,2259	0,230
	Min	-0,627	-0,653	-0,655
	Dif	0,838	0,877	0,892

Tabla 43. Umbrales de aceleración en los ensayos de DCC y f.d. ll. 50%





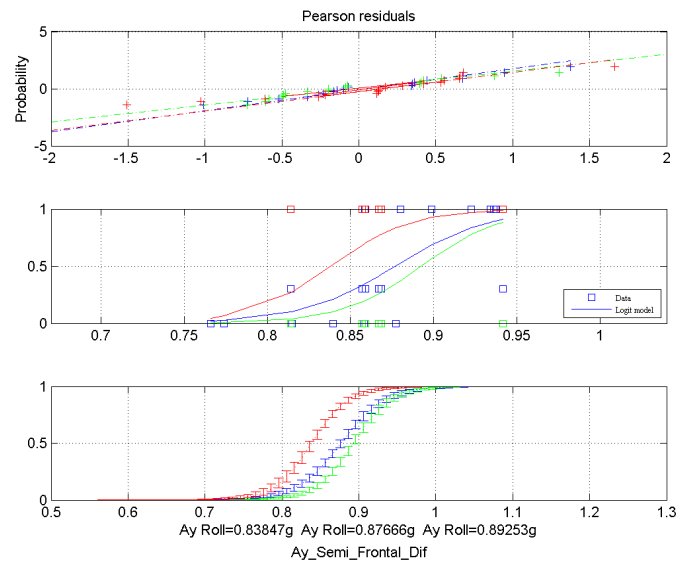


figura 211 Regresión logística de los ensayos DCC y f.d.11. 50%

6.2.6.4.3 Vehículo con los tanques al 100% de factor de llenado

		E 1	E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8
	V obj	37	37	38	38	39	39	39	40
	Velocidad	34.501	35.203	36.719	36.601	36.297	36.99	37.49	36.03
Ay Tractor Central	Máx	0.235	0.276	0.365	0.241	0.287	0.241	0.254	0.259
	Min	-0.571	-0.545	-0.557	-0.565	-0.607	-0.563	-0.578	-0.623
	Dif	0.806	0.821	0.922	0.805	0.894	0.805	0.831	0.882
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.294	0.302	0.437	0.266	0.313	0.279	0.329	0.302
	Min	-0.545	-0.560	-0.579	-0.576	-0.639	-0.568	-0.601	-0.63
	Dif	0.839	0.861	1.016	0.842	0.952	0.847	0.93	0.932
Ay Semi Central	Máx	0.136	0.150	0.211	0.144	0.205	0.150	0.188	0.172
	Min	-0.493	-0.481	-0.504	-0.505	-0.546	-0.502	-0.529	-0.533
	Dif	0.703	0.712	0.805	0.698	0.747	0.697	0.742	0.76
Ay Semi Frontal	Máx	0.223	0.263	0.365	0.247	0.288	0.229	0.287	0.257
	Min	-0.617	-0.608	-0.634	-0.639	-0.679	-0.640	-0.658	-0.703
	Dif	0.840	0.870	0.999	0.886	0.967	0.869	0.945	0.96
Ay Semi 2D	Máx	0.017	0.015	0.092	0.009	0.095	0.026	0.058	0.092
	Min	-0.661	-0.646	-0.667	-0.660	-0.719	-0.663	-0.701	-0.72
	Dif	0.678	0.661	0.759	0.670	0.814	0.689	0.759	0.811
T peak	Ti	4.035	3.315	6.103	5.663	7.493	6.71	9.43	8.248
	Tn	6.278	5.693	8.47	7.935	5.503	8.795	7.59	6.105
	Tp2	8.605	7.725	10.45	9.795	7.63	10.84	9.633	8.263
VUELCO		N	N	D	D	V	D	D	V

		T 9	T 10	T 11	T 12	T 13	T 14	T 15	T 16
	V obj	40	41	41	42	42	43	43	45
	Velocidad	30.898	37.202	39.998	37.822	40.084	40.512	39.688	43.423
Ay Tractor Central	Máx	0.270	0.252	0.255	0.295	0.277	0.299	0.299	0.389
	Min	-0.623	-0.618	-0.609	-0.607	-0.657	-0.684	-0.668	-0.749
	Dif	0.893	0.870	0.863	0.902	0.934	0.982	0.967	1.138
Ay Tractor Sus 2D	Máx	0.324	0.306	0.296	0.370	0.346	0.358	0.345	0.490
	Min	-0.662	-0.633	-0.618	-0.652	-0.682	-0.728	-0.690	-1.045
	Dif	0.987	0.939	0.915	1.022	1.028	1.086	1.034	1.535
Ay Semi Central	Máx	0.178	0.168	0.177	0.200	0.188	0.227	0.270	0.383
	Min	-0.553	-0.540	-0.552	-0.548	-0.564	-0.593	-0.579	-0.668
	Dif	0.809	0.771	0.737	0.823	0.841	0.859	0.764	1.152
Ay Semi Frontal	Máx	0.271	0.248	0.245	0.306	0.280	0.298	0.302	0.411
	Min	-0.698	-0.688	-0.700	-0.699	-0.726	-0.762	-0.736	-0.823
	Dif	0.968	0.937	0.944	1.005	1.006	1.061	1.039	1.235
Ay Semi 2D	Máx	0.061	0.045	0.052	0.090	0.079	0.136	0.201	0.321
	Min	-0.733	-0.707	-0.719	-0.719	-0.757	-0.786	-0.787	-1.009
	Dif	0.794	0.751	0.770	0.809	0.836	0.922	0.988	1.330
T peak	Ti	3.418	6.878	9.96	6.185	5.673	5.823	8.748	8.475
	Tn	5.32	8.838	7.933	7.963	7.708	7.7	10.72	6.17
	Tp2	7.56	10.72	10.05	10.25	9.54	9.718	12.75	8.685
VUELCO		V	V	V	V	V	V	V	V

Tabla 44. Resumen de aceleraciones máximas y mínimas [g], Vel [km/h].DCC y f.d.11. 100%

Con el vehículo al 100% de factor de llenado de la cisterna, se empezaba a producir el despegue de las ruedas a una velocidad de objetivo de 38 km/h. El valor máximo de aceleración medido, sin que se produjera el levantamiento de las ruedas, fue de 0,150 g y de 0,263 g en el "E2", los valores mínimos fueron de -0,493 g y -0,617 g en el "E1" y la amplitud fue de 0,712 g y 0,870 g en el "E2".

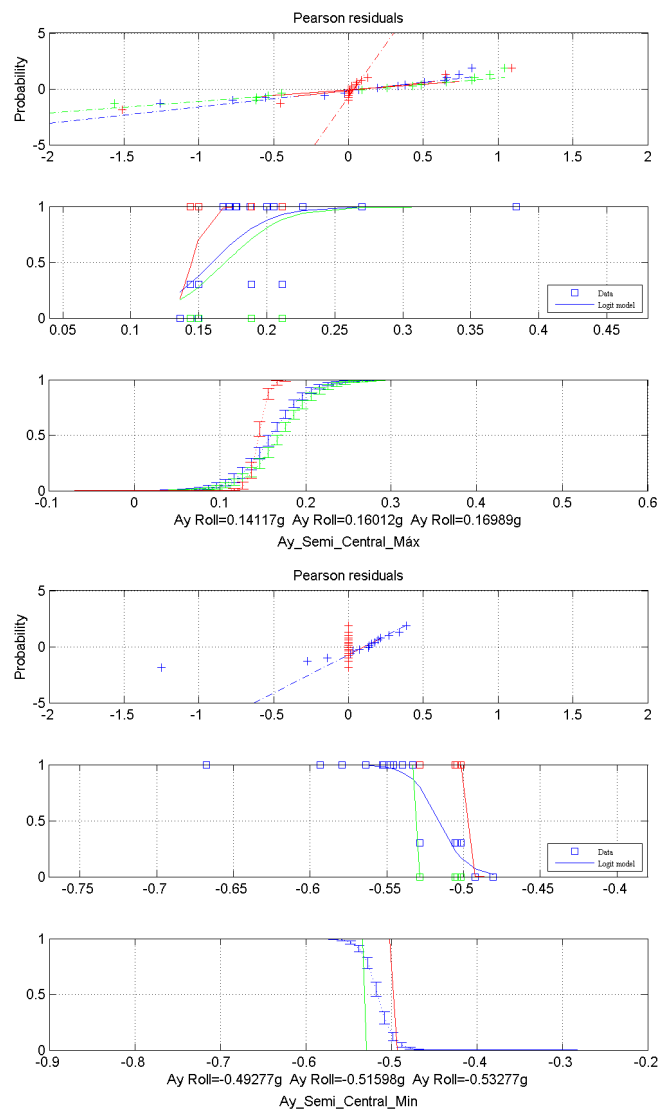
En los casos en los que se producía el levantamiento de las ruedas del semirremolque, los valores mínimos de la parte positiva de la señal de aceleración medida fueron de 0,211 g y 0,365 g en el "E3", los mínimos fueron -0,5290 g y -0,658 g en el "E7" y la amplitud fue de 0,805 g y 0,999 g en el "E3", con velocidad objetivo de 38 km/h.

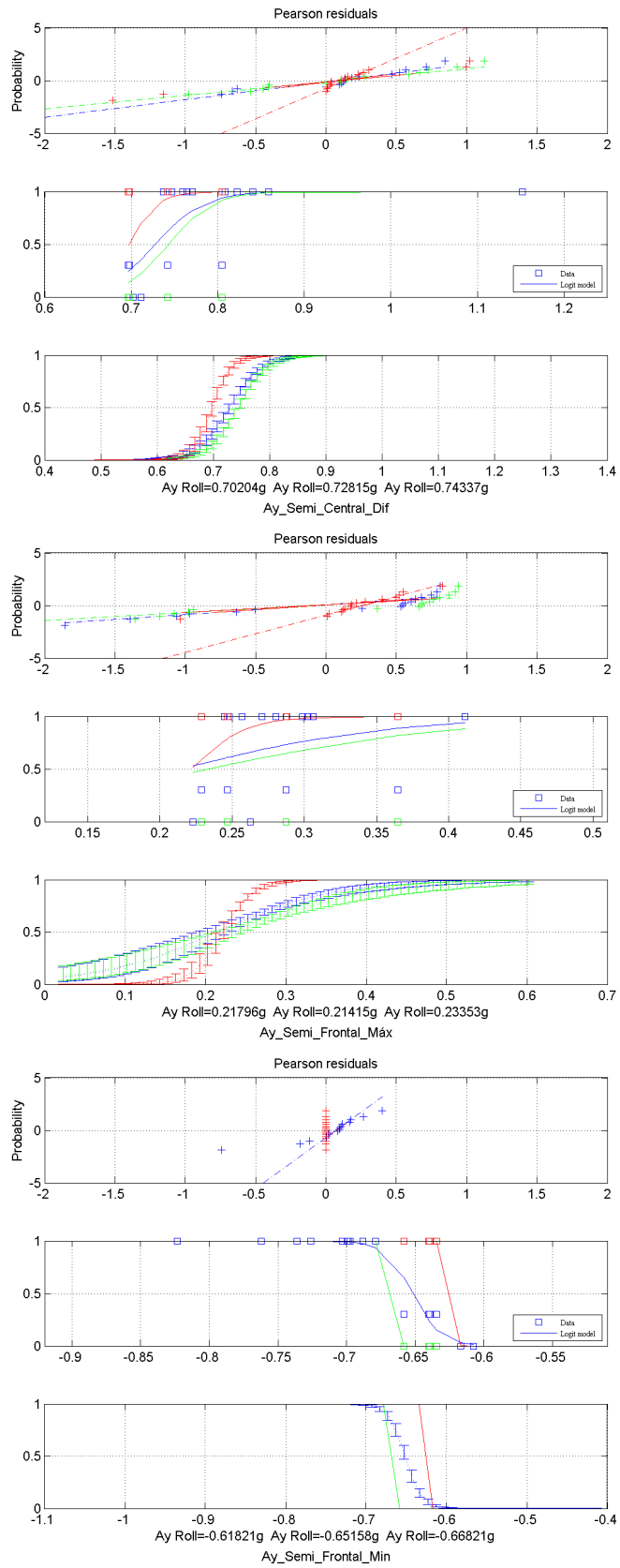
En los ensayos que se producía el vuelco del vehículo, los mínimos valores de aceleración medidos fueron de 0,168 g y 0,245 g en el "E10 y "E11", -0,533 g en el "E8" y -0,679 g en el "E5" y la menor amplitud fue de 0,737 g y 0,937 g en el "E11" y "E10", ambos con velocidad objetivo de 41 km/h.

De igual manera, los valores de aceleración lateral en el umbral de vuelco se han obtenido mediante el ajuste por una regresión logística, mostrándose a continuación los resultados.

		+Conservadora	RL	-Conservadora
Ay Semi Central	Máx.	0,141	0,160	0,169
	Min	-0,493	-0,516	-0,533
	Dif	0,702	0,728	0,743
Ay Semi Frontal	Máx.	0,218	0,214	0,233
	Min	-0,618	-0,652	-0,668
	Dif	0,865	0,914	0,935

Tabla 45. Umbrales de aceleración en los ensayos de DCC y f.d.l. 100%





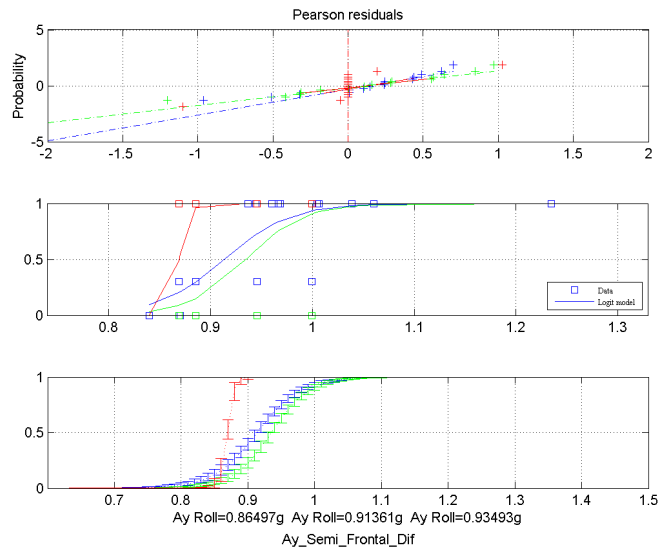
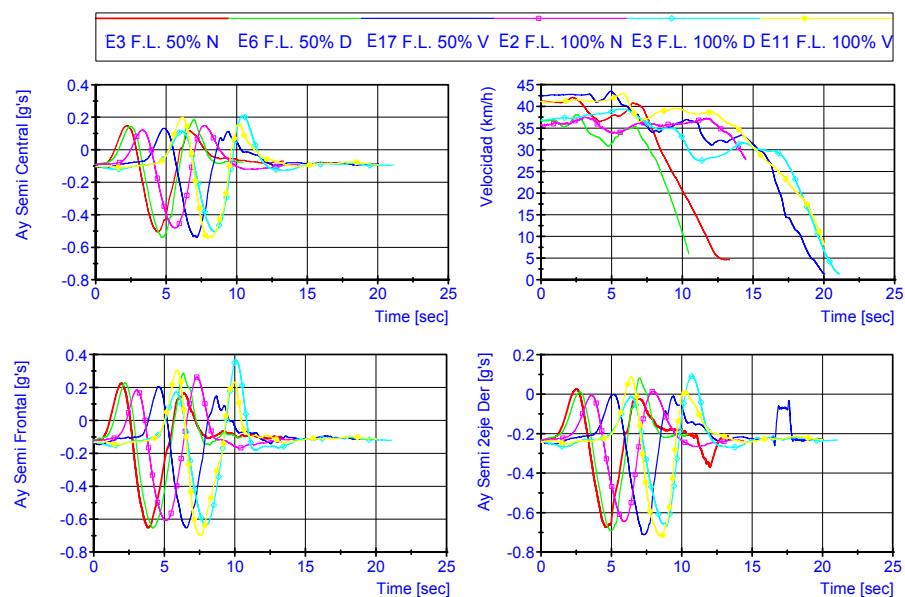


figura 212 Regresión logística de los umbrales en los ensayos DCC con f.d.1l 100%

6.2.6.4.4 Análisis comparando la influencia del factor de llenado en los ensayos de doble cambio de carril

A continuación se muestran las gráficas de los ensayos que mayor amplitud de la señal de aceleración presentaron, pero que no produjeron vuelco; los de menor valor que produjeron el levantamiento de las ruedas y los que sí lo produjeron, para las series de ensayos con factores de llenado de la cisterna del 50% y del 100%.



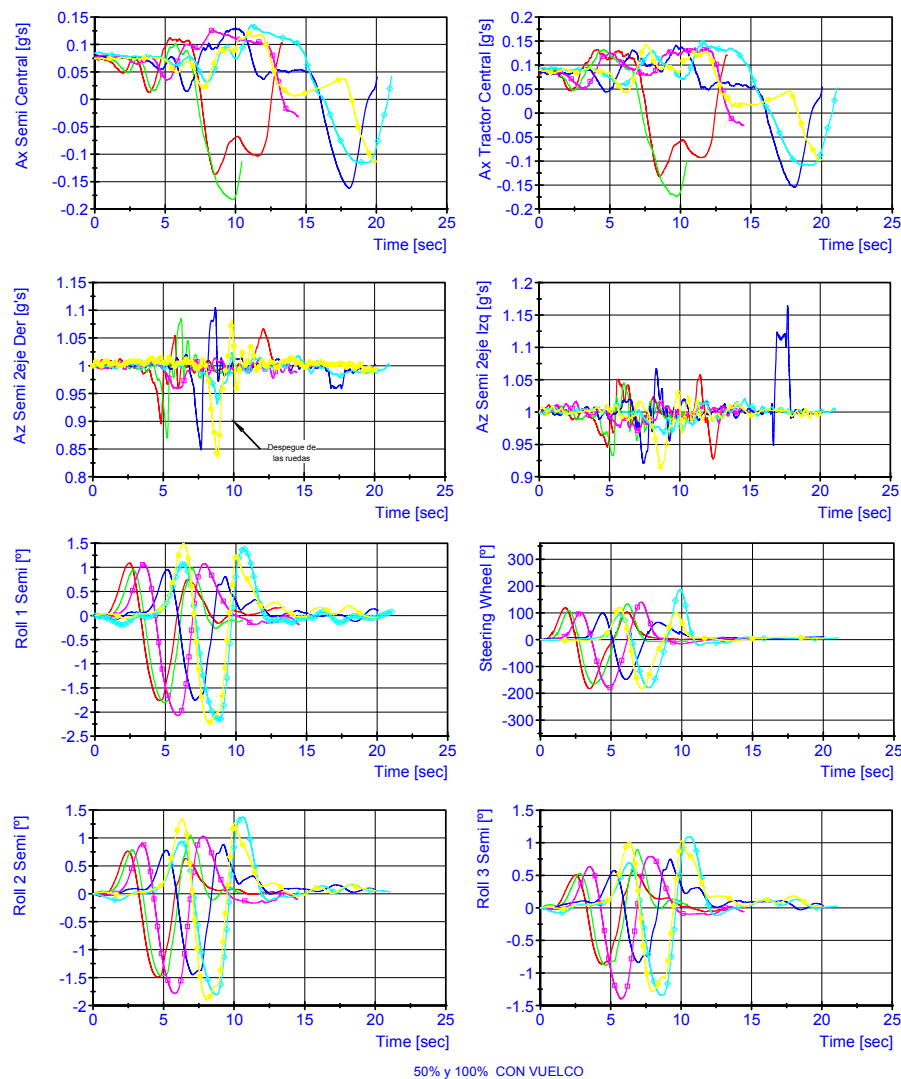


figura 213 Análisis comparando la influencia del factor de llenado en los ensayos de DCC

Al igual que en el caso del cambio de carril sencillo, en los seis ensayos representados, los ángulos de giro del volante son similares, al igual que las aceleraciones laterales experimentadas; las mayores diferencias entre las dos condiciones de carga se da, nuevamente, en los ángulos girados por la masa suspendida.

Si comparamos los valores de aceleración lateral que definen el umbral de vuelco del vehículo, se tiene una situación intermedia a las dos anteriores, aunque de manera general se puede decir que el llenado parcial del 50%, ha generado que el vehículo sea menos estable que con el llenado completo, puesto que con la mitad de carga transportada y la menor altura, se obtienen valores de aceleración lateral sumamente parejos.

En este caso, el promedio de la diferencia de aceleración de los indicadores considerados, es de -0,011 g, lo que indica que el vehículo con los tanques llenos al 100% tiene un umbral de vuelco (aceleración) mayor que con llenado parcial. No obstante, hay algunos valores que son mayores en el primer caso, (0,012 g) correspondiente al pico de aceleración máxima medible con el acelerómetro colocado en la parte frontal de la cisterna, mientras que en otros, es al contrario; valor mínimo de -0,043 g correspondiente a la estimación optimista del umbral de vuelco evaluado con el valor pico-pido del acelerómetro colocado en la parte frontal.

Dif. en valor absoluto		+Conservadora	RL	-Conservadora
Ay Semi Central	Máx.	-0,006	-0,015	-0,021
	Min	0,003	0,011	0,007
	Dif	-0,035	-0,012	-0,016
Ay Semi Frontal	Máx.	-0,006	0,0119	-0,003
	Min	0,009	0,001	-0,013
	Dif	-0,027	-0,037	-0,043

Tabla 46. Umbrales de vuelco [g] en los ensayos de DCC con f.d.ll. 50% y 100%

Si tenemos en cuenta los mismos planteamientos expuestos anteriormente, con este ensayo, sí se puede estar produciendo el acoplamiento resonante entre las acciones dinámicas del vehículo y del oleaje en el interior de la virola, lo que genera que, con llenados parciales, se obtengan unos umbrales de vuelco sumamente próximos a los obtenidos con el 100% de factor de llenado.

Resultado que concuerda con los factores de mayoración del momento de vuelco, obtenidos en el capítulo 5, dónde, para un llenado del 50%, los esfuerzos dinámicos generados por el oleaje suponían el 1,82% de la respuesta a sección llena.

6.3 CONCLUSIONES DEL ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA ESTABILIDAD LATERAL DE LOS VEHÍCULOS CISTERNA

Las principales conclusiones obtenidas del análisis experimental se pueden resumir en los siguientes puntos.

- En condiciones cuasi-estáticas
 - ✓ Se ha realizado una matriz de ensayos cuasi-estáticos sobre plataforma de estabilidad que ha incluido 14 vehículos, de los que tres eran

articulados, compuestos de tractor-semirremolque y el resto rígidos. En todos los casos, el ángulo de vuelco obtenido ha sido superior al límite impuesto por el *Reglamento CEPE III*, de 23°.

- ✓ Expresando el umbral de vuelco en aceleración lateral y promediando dentro de cada uno de los grupos, se obtiene que la aceleración lateral que provoca el vuelco del vehículo es de:
 - Vehículo articulado: 0,452 g.
 - Vehículo rígido: 0,536 g.
- ✓ En todos los casos, empleando el método de cálculo del reglamento, la predicción del ángulo de vuelco se obtienen umbrales de vuelco inferiores, con un error mínimo de 1° (4.2%) y un máximo de 6.4° (27.7%).
- ✓ Este método de cálculo es muy conservador y no tiene en cuenta la influencia de los topes laterales, ni de la rigidez lateral de los neumáticos.
- En condiciones dinámicas:
 - ✓ Los valores de los umbrales de vuelco en aceleración lateral, obtenidos mediante la regresión logística descrita, para cada una de las maniobras analizadas son:

Maniobra	Umbral de vuelco (Aceleración Máx en valor absoluto)					
	50%			100%		
	+Con.	RL	-Con.	+Con.	RL	-Con.
Circular	0,470			0,530		
DCC	0,496	0,527	0,540	0,493	0,516	0,533
CC	0,402	0,443	0,458	0,454	0,469	0,476
Slalom	0,503	0,509	0,513	0,496	0,497	0,498

Maniobra	Umbral de vuelco (Diff aceleración Máx-Min)					
	50%			100%		
	+Con.	RL	-Con.	+Con.	RL	-Con.
Circular	0,565			0,530		
DCC	0,667	0,716	0,727	0,702	0,728	0,743
CC	0,626	0,689	0,726	0,731	0,753	0,751
Slalom	0,840	0,859	0,868	0,818	0,824	0,814

Tabla 47. Resumen de umbrales de vuelco

- ✓ En todos los casos, el valor de la aceleración lateral que produce el vuelco, en el vehículo ensayado, está cerca del umbral definido en condiciones cuasi-estáticas, para vehículos de similares características (0,452 g).
- ✓ Comparando entre los factores de llenado del 50% y del 100%, los resultados concuerdan con los obtenidos en el análisis de la influencia de la carga líquida, descrito en el anterior capítulo.
 - En el caso de la maniobra circular, la diferencia entre aceleración lateral máxima y mínima, corresponde a la obtenida entre el pico máximo y el valor inicial (ángulo de montaje del acelerómetro), por lo que se debe entender este valor como umbral de vuelco, siendo más desfavorable la sección completamente llena.
 - Para las maniobras de cambio de carril y doble cambio de carril, en cualquier de los dos casos (valor absoluto máximo o valor pico-pico) es ligeramente más desfavorable la sección parcialmente llena al 50%.
 - En el caso de la maniobra de slalom, el acoplamiento entre la acción del vehículo y la oscilación de la carga líquida, ha producido que, el umbral de vuelco obtenido con la sección completamente llena, sea ligeramente menor que con el llenado parcial del 50%.

En este ensayo, como se ha comentado, se observaba una mayor variación de la velocidad en los ensayos correspondientes al 50% de factor de llenado, que junto a un ángulo de giro de volante mayor, en el caso del 100%, puede justificar el resultado. Además, tal y como se ha comentado, se ha podido inducir a que el oleaje se esté también produciendo en sentido longitudinal, de una manera más acentuada, disminuyendo el valor de la componente transversal.

7 METODOLOGÍA DE VERIFICACIÓN DE LA ESTABILIDAD LATERAL DE LOS VEHÍCULOS CISTERNA QUE INCLUYA EL EFECTO DE LA CARGA LÍQUIDA

Teniendo en cuenta el error cometido en la estimación del ángulo de vuelco, con el método del *Reglamento 111*, se plantean como posibles alternativas para mejorar la precisión del cálculo de la estabilidad de los vehículos cisterna las siguientes estrategias de modelización.

- I. Mejora de los procedimientos de cálculo analíticos, similares a los descritos en el R111, que presentan la ventaja de ser fácilmente utilizables por fabricantes y organismos de certificación.
- II. Emplear algoritmos que establezcan las ecuaciones diferenciales que definen el comportamiento lateral del vehículo, manteniendo el número de parámetros necesarios a un valor mínimo; aunque más complejos de generar y utilizar, se requiere un número reducido de parámetros, y son también fácilmente implementables para su uso por fabricantes y organismos de certificación.
- III. Emplear modelos de simulación más detallados, tipo simulación multi-cuerpo, que tengan en cuenta todos los condicionantes expresados previamente, lo que implica conocer un gran número de parámetros del vehículo que, en la práctica, hacen que su uso sólo sea abordable por grandes fabricantes y/o centros de investigación.

7.1 MODIFICACIÓN DEL MÉTODO DE CÁLCULO DEL REGLAMENTO 111

Para condiciones cuasi-estáticas, es posible estimar el ángulo límite de vuelco del vehículo mediante el modelo propuesto en el *Reglamento 111*, no obstante y puesto que los errores que se cometen son elevados, con objeto de mejorar la precisión de la estimación del ángulo de vuelco, se propone como alternativa una ligera modificación del método, de manera que siga conservando su utilidad sin perder su simplicidad, puesto que se mantiene la formulación algebraica de las ecuaciones.

Para ello se propone la introducción de unas vías efectivas, determinadas como sigue:

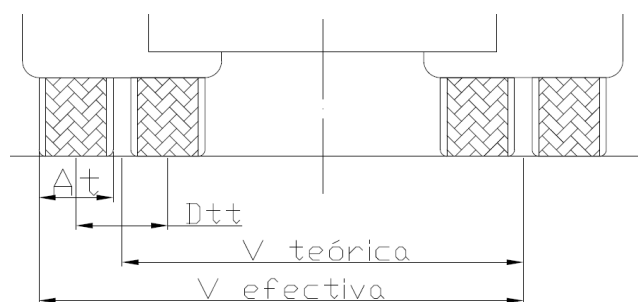


figura 214 Vía efectiva

Vía efectiva para ejes con neumáticos sencillos.

$$V = V_{teórica} + 0.5A_t \quad [\text{Ec. 7.1}]$$

Vía efectiva para ejes con ruedas gemelas.

$$V = V_{teórica} + 0.5D_{twintires} + 0.5A_t \quad [\text{Ec. 7.2}]$$

Siendo: V la vía efectiva, $V_{teórica}$ la vía teórica, Dtt la distancia entre ruedas gemelas y A_t la distancia entre flancos del neumático.

En la siguiente tabla se muestra los resultados experimentales obtenidos empleando el método de cálculo del R111 y los obtenidos empleando la modificación propuesta.

ID.	Rollover Test angle (°)	R111 (°)	R111 Mod (°)	R111 error (°)	R111 Mod. Error (°)	R111 error (%)	R111 Mod. error (%)
S1	24,8	23	25,2	1,8	-0,4	7,80%	-1,40%
S2	24,2	22,4	24,6	1,8	-0,4	8,10%	-1,80%
S3	23,9	22,9	25,2	1	-1,3	4,20%	-5,20%
R1	29,6	24,2	28,6	5,4	1	22,10%	3,60%
R2	25,6	22,6	25,8	3	-0,2	13,20%	-0,70%
R3	26,5	24,5	27,5	2	-1	8,20%	-3,70%
R4	29	24,6	28,2	4,4	0,8	17,80%	2,80%
R5	27,4	21,6	24,6	5,8	2,8	27,00%	11,20%
R6	26,4	21,6	24,7	4,8	1,7	22,20%	6,70%
R7	29,5	24,7	26,9	4,8	2,6	19,50%	9,60%
R8	30,2	23,8	26,6	6,4	3,6	27,10%	13,70%
R9	30,5	27,2	30,5	3,3	0	11,90%	0,20%
R10	27	23,4	26,8	3,6	0,2	15,30%	0,60%
R11	28,3	24,5	27,6	3,8	0,7	15,50%	2,50%

Tabla 48. Comparación de resultados del R111 modificado

Empleando esta modificación, se mejora la precisión del método de cálculo, no obstante sigue siendo elevada, con un máximo 13,7% (3,6°) un mínimo del -5,2% (-1,3°) y un promedio del 2,72% de error. La mejora de la predicción del ángulo límite de vuelco del vehículo es del 82,7%

7.2 MODELOS CUASI-ESTÁTICOS CON RIGIDEZ TORSIONAL E INTERACCIÓN DE LA CARGA LÍQUIDA

Empleando la segunda estrategia de modelización, descrita al inicio del capítulo, se propone un modelo de cálculo más detallado de la dinámica del vehículo. Este tipo de modelos han sido ampliamente utilizados, Chondros et al., 2007[34], Liu et al., 1998 [128][129], destacando los descritos por Billing et al 2006 [17] y Southcombe et al 2000 [209] que emplean una modificación del “*Static Roll Model*” generado por el UMTRI (Dill, 1985 [52]).

El modelo de cálculo propuesto, complementa a los anteriores incorporando los siguientes aspectos:

- Incluye la interacción de la carga líquida, ya sea mediante una analogía mecánica para cada uno de los compartimentos parcialmente llenos, o bien mediante la adición de un momento suplementario de vuelco, como se describe en los capítulos previos.
- Además, considera la rigidez torsional del vehículo, especialmente importante si se tiene en cuenta que los apoyos de la cisterna sobre bastidor son elásticos, permitiendo giro relativo entre ambos.
- Tiene en cuenta el cambio de la posición del centro de balanceo de la masa no suspendida, que se produce cuando despegar una rueda de la plataforma sin que el vehículo llegue a volcar.
- Considera la rigidez lateral de los neumáticos y evalúa la influencia del tope lateral, que es necesario colocar en los ensayos, mediante una ponderación de la rigidez lateral, proporcional a la altura del mismo.
- Tanto en la masa suspendida, como en la no suspendida, se produce una transferencia de carga del neumático exterior al interior, en los ensayos sobre plataforma (figura 215). Esta transferencia de carga se ha considerado en el modelo a través de las correspondientes fuerzas y momentos aplicados en cada grado de libertad.

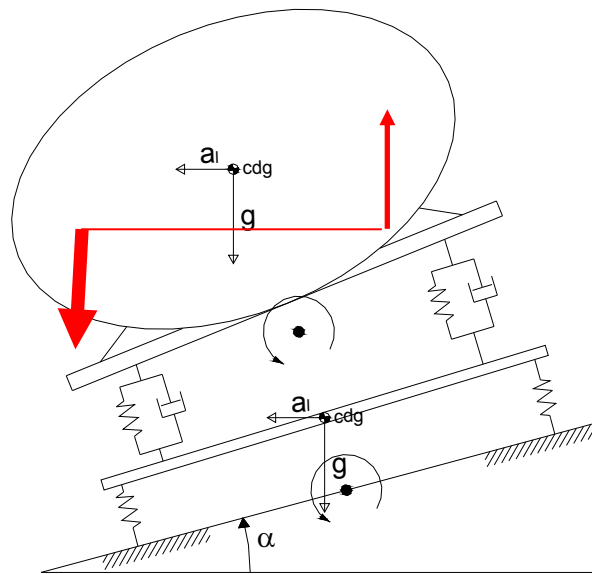


figura 215 Transferencia de carga

- El vehículo se divide en secciones planas, que representan cada uno de los ejes del vehículo y se establecen modelos de cinco grados de libertad: desplazamientos verticales y giros de las masas suspendidas y no suspendidas y un desplazamiento lateral del vehículo, debido a la rigidez lateral de los neumáticos.

El modelo propuesto utiliza inicialmente valores de rigidez y amortiguamiento lineales, no obstante, es posible considerar también efectos no lineales introduciendo la curva de comportamiento, e interpolando entre puntos de la misma para cada instante.

El despegue de una rueda, respecto de la plataforma, se evalúa mediante la cancelación de la rigidez de la rueda en la que se produce y modificando la posición del centro de balanceo de la masa no suspendida, conforme propone Liu et al (2003)[129], desplazándolo al borde superior del perfil lateral que se coloca en la plataforma para evitar el deslizamiento lateral (figura 175).

El efecto de la rigidez lateral de los neumáticos se puede representar por un desplazamiento lateral de las masas suspendidas y no suspendidas (figura 216)

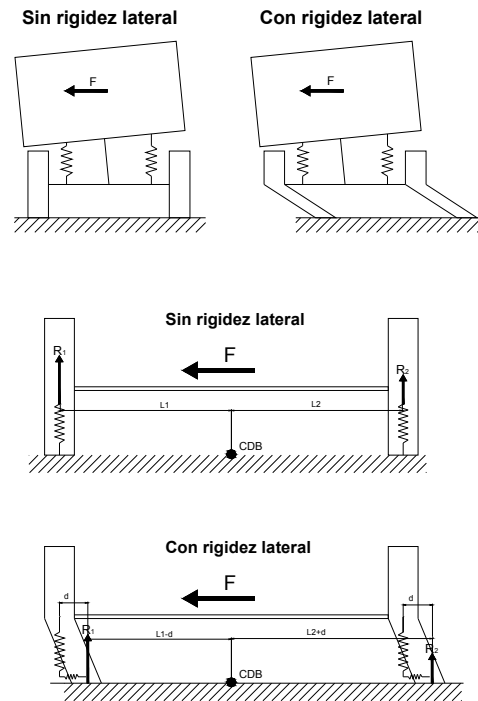


figura 216 Efecto de la rigidez lateral de los neumáticos

El efecto del tope lateral se introduce en el modelo mediante un factor proporcional a su altura y la carga por rueda. Como éste ocasionara que los neumáticos que se apoyen sobre él se deformen, principalmente, en la parte superior del tope, para reproducir este efecto, se propone modificar la rigidez lateral de los neumáticos apoyados sobre los topes; utilizando una aproximación por semejanza de triángulos, simulando un resorte en la parte superior del perfil, como se apreciar en la figura siguiente. Si se denomina K'_{NL} y la original del neumático K_{NL} se tiene:

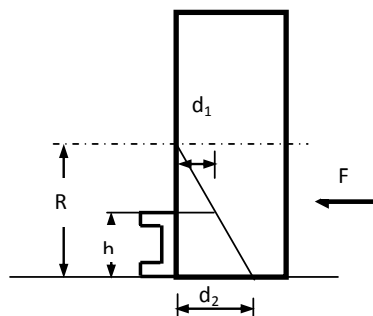


figura 217 Altura del tope lateral

$$F = K_{NL} d_2 = K'_{NL} d_1$$

$$K'_{NL} = K_{NL} \frac{d_2}{d_1} \frac{R}{R-h} \quad [\text{Ec. 7.3}]$$

$$K'_{NL} = \left[K_{NL} \left(\frac{R}{R-h} \right) \right]$$

Por otra parte, en vehículos industriales y de transporte colectivo, es frecuente el uso de ejes que instalan neumáticos gemelos. El montaje de dichos neumáticos se realiza en los ejes que soportan más carga, siendo siempre estos ejes rígidos.

Hasta ahora su modelización se venía haciendo agrupando la contribución de ambos neumáticos en un solo resorte, R111 [183] y Ranganathan et al (1997) [177], esta opción no se ha considerado, porque introduce errores en el cálculo, al tener que considerar una vía efectiva y porque, además, en los ensayos estáticos se observó que cada uno de los neumáticos se despegaba de la plataforma en ángulos de inclinación lateral distintos (figura 218). Por lo tanto, se propone la modelización de cada uno de ellos considerado de manera independiente, similar a la empleada por Liu et al (2003)[129].



figura 218 Vista de un lateral de un eje dotado con ruedas gemelas

Las ecuaciones del modelo se obtienen planteando el equilibrio de fuerzas y de momentos, para cada una de las masas, como se representa en la figura 219 el caso de un vehículo con eje rígido y, en la figura 220, para uno con suspensión independiente, dónde:

- $y_1 \rightarrow$ Desplazamiento vertical del centro de balanceo de la masa no suspendida [m_1].
- $\theta_1 \rightarrow$ Giro de la masa no suspendida alrededor de su centro de balanceo [rad]
- $\theta_2 \rightarrow$ Giro de la masa suspendida alrededor de su centro de balanceo [rad].
- $y_2 \rightarrow$ Desplazamiento vertical del centro de balanceo de la masa no suspendida [m.].
- $X \rightarrow$ Desplazamiento horizontal del centro de balanceo de la masa no suspendida (afectará a todo el vehículo) [m].
- $h_1 \rightarrow$ Distancia al suelo del centro de balanceo de la masa no suspendida [m].

- $h_2 \rightarrow$ Distancia entre el centro de balanceo de la masa suspendida y su centro de gravedad [m].
- $d_{cbs} \rightarrow$ Distancia entre los centros de balanceo o altura del centro de balanceo de la masa suspendida (Perpendicular a la superficie) [m].
- $m_1 \rightarrow$ Masa no suspendida [Kg].
- $m_2 \rightarrow$ Masa suspendida [Kg].
- $I_1 \rightarrow$ Momento de inercia de la masa no suspendida alrededor del eje longitudinal que pasa por su centro de balanceo [$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$].
- $I_2 \rightarrow$ Momento de inercia de la masa suspendida alrededor del eje longitudinal que pasa por su centro de balanceo [$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$].
- $K_1 \rightarrow$ Rigidez de la suspensión izquierda [N/m].
- $K_2 \rightarrow$ Rigidez de la suspensión derecha [N/m].
- $R_1 \rightarrow$ Amortiguación de la suspensión izquierda [$\text{N} \cdot \text{s/m}$].
- $R_2 \rightarrow$ Amortiguación de la suspensión derecha [$\text{N} \cdot \text{s/m}$].
- $K_{N1} \rightarrow$ Rigidez vertical del neumático izquierdo [N/m].
- $K_{N2} \rightarrow$ Rigidez vertical del neumático derecho [N/m].
- $K_{NH1} \rightarrow$ Rigidez horizontal del neumático izquierdo [N/m].
- $K_{NH2} \rightarrow$ Rigidez horizontal del neumático derecho [N/m].
- $a_1 \rightarrow$ Distancia del CDB de la masa no suspendida al neumático izquierdo [m].
- $a_2 \rightarrow$ Distancia del CDB de la masa no suspendida al neumático derecho [m].
- $b_1 \rightarrow$ Distancia del CDB de la masa suspendida al punto de enlace con la suspensión izquierda [m].
- $b_2 \rightarrow$ Distancia del CDB de la masa suspendida al punto de enlace con la suspensión derecha [m].
- $y_{01} \rightarrow$ Desplazamiento referido a la línea media que define la superficie y perpendicular a ésta para el neumático izquierdo [m].
- $y_{02} \rightarrow$ Desplazamiento referido a la línea media que define la superficie

y perpendicular a ésta para el neumático derecho [m].

- $g \rightarrow$ Aceleración de la gravedad = 9.81 [m/s^2].
- $a_l \rightarrow$ Aceleración lateral en la dirección perpendicular a la de la gravedad y sentido positivo a la derecha [m/s^2].
- $\alpha \rightarrow$ Ángulo medio de la superficie sobre la que descansa el vehículo [rad].

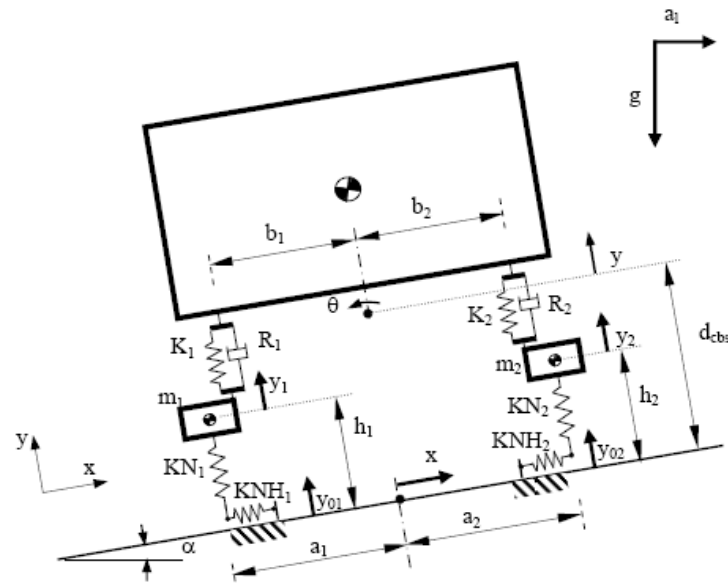


figura 219 Sección suspensión independiente

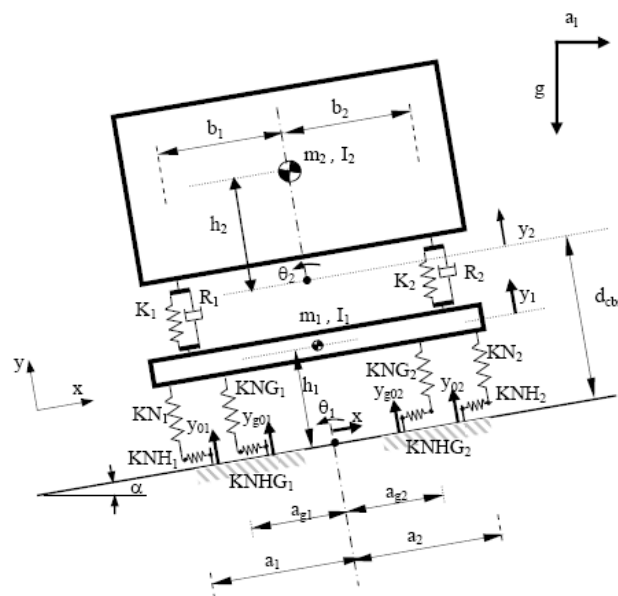


figura 220 Sección con eje rígido

Las secciones correspondientes a ejes consecutivos se unen entre sí, mediante

un muelle, que reproduce la rigidez torsional del bastidor y el acoplamiento de éste con la cisterna, actuando de manera proporcional a la diferencia entre los ángulos de balanceo de las masas suspendidas que conecta.

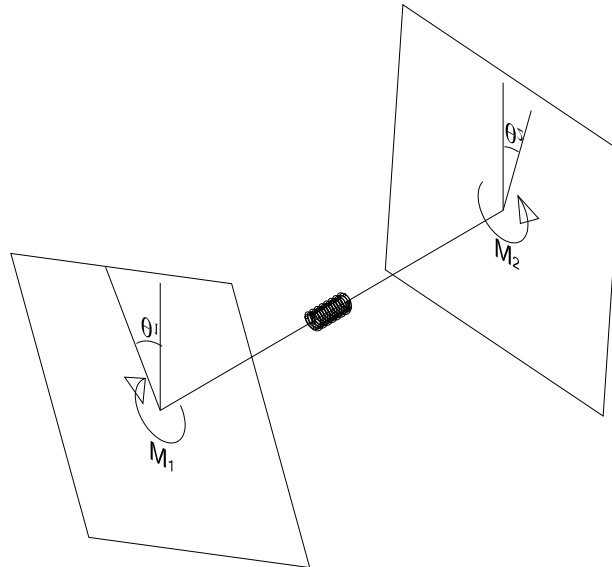


figura 221 Efecto de la torsión del bastidor

$$M_1 = -M_2 = K_t (\theta_2 - \theta_1) \quad [\text{Ec. 7.4}]$$

7.2.1 MODELO DE UN VEHÍCULO CON EJE RÍGIDO EN AMBOS EJES

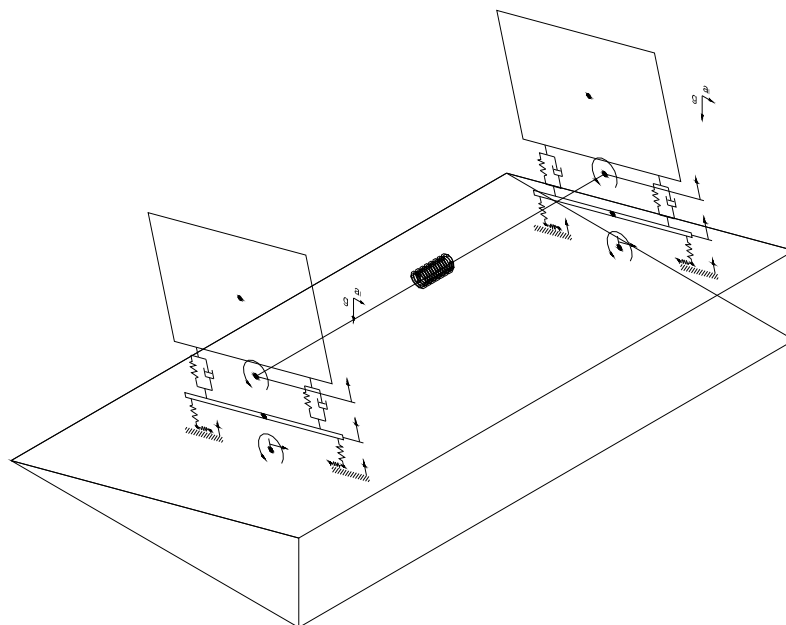


figura 222 Representación del modelo de un vehículo completo de dos ejes rígidos (10 gdl)

Siguiendo la metodología para nombrar a las variables, se ha representado con un nuevo subíndice el eje correspondiente. Dicho índice será un número natural que indicará el orden del eje (1 y 2; delantero y trasero).

De este modo las ecuaciones de movimiento serán de la forma:

$$[M] \cdot \begin{bmatrix} \ddot{y}_{11} \\ \ddot{\theta}_{11} \\ \ddot{\theta}_{21} \\ \ddot{y}_{21} \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_{12} \\ \ddot{\theta}_{12} \\ \ddot{\theta}_{22} \\ \ddot{y}_{22} \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + [R] \cdot \begin{bmatrix} \dot{y}_{11} \\ \dot{\theta}_{11} \\ \dot{\theta}_{21} \\ \dot{y}_{21} \\ \dot{x}_1 \\ \dot{y}_{12} \\ \dot{\theta}_{12} \\ \dot{\theta}_{22} \\ \dot{y}_{22} \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + [K] \cdot \begin{bmatrix} y_{11} \\ \theta_{11} \\ \theta_{21} \\ y_{21} \\ x_1 \\ y_{12} \\ \theta_{12} \\ \theta_{22} \\ y_{22} \\ x_2 \end{bmatrix} + [e] = 0 \quad [\text{Ec. 7.5}]$$

- Matriz de masas:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{21} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{21} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{11} + m_{21} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{12} + m_{22} \end{bmatrix}$$

[Ec. 7.6]

- Matriz de amortiguamiento:

$$[R] = \left[\begin{array}{cc|ccccc} & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \end{array} \right] \quad [\text{Ec. 7.7}]$$

$$[R]_1 = \left[\begin{array}{ccccc} (R_{11} + R_{21}) & (-b_{11} \cdot R_{11} + b_{21} \cdot R_{21}) & (b_{11} \cdot R_{11} - b_{21} \cdot R_{21}) & -(R_{11} + R_{21}) & 0 \\ (-b_{11} \cdot R_{11} + b_{21} \cdot R_{21}) & (b_{11}^2 \cdot R_{11} + b_{21}^2 \cdot R_{21}) & (-b_{11}^2 \cdot R_{11} - b_{21}^2 \cdot R_{21}) & (b_{11} \cdot R_{11} - b_{21} \cdot R_{21}) & 0 \\ (b_{11} \cdot R_{11} - b_{21} \cdot R_{21}) & (-b_{11}^2 \cdot R_{11} - b_{21}^2 \cdot R_{21}) & (b_{11}^2 \cdot R_{11} + b_{21}^2 \cdot R_{21}) & (-b_{11} \cdot R_{11} + b_{21} \cdot R_{21}) & 0 \\ -(R_{11} + R_{21}) & (b_{11} \cdot R_{11} - b_{21} \cdot R_{21}) & (-b_{11} \cdot R_{11} + b_{21} \cdot R_{21}) & (R_{11} + R_{21}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (Rl_{11} + Rl_{21}) \end{array} \right] \quad [\text{Ec. 7.8}]$$

$$[R]_2 = \left[\begin{array}{ccccc} (R_{12} + R_{22}) & (-b_{12} \cdot R_{12} + b_{22} \cdot R_{22}) & (b_{12} \cdot R_{12} - b_{22} \cdot R_{22}) & -(R_{12} + R_{22}) & 0 \\ (-b_{12} \cdot R_{12} + b_{22} \cdot R_{22}) & (b_{12}^2 \cdot R_{12} + b_{22}^2 \cdot R_{22}) & (-b_{12}^2 \cdot R_{12} - b_{22}^2 \cdot R_{22}) & (b_{12} \cdot R_{12} - b_{22} \cdot R_{22}) & 0 \\ (b_{12} \cdot R_{12} - b_{22} \cdot R_{22}) & (-b_{12}^2 \cdot R_{12} - b_{22}^2 \cdot R_{22}) & (b_{12}^2 \cdot R_{12} + b_{22}^2 \cdot R_{22}) & (-b_{12} \cdot R_{12} + b_{22} \cdot R_{22}) & 0 \\ -(R_{12} + R_{22}) & (b_{12} \cdot R_{12} - b_{22} \cdot R_{22}) & (-b_{12} \cdot R_{12} + b_{22} \cdot R_{22}) & (R_{12} + R_{22}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (Rl_{12} + Rl_{22}) \end{array} \right] \quad [\text{Ec. 7.9}]$$

- Matriz de rigideces:

$$[K] = \left[\begin{array}{cc|ccccc} & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & -Kt & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \\ 0 & 0 & -Kt & 0 & 0 & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \end{array} \right] \quad [\text{Ec. 7.10}]$$

$$[K]_i = \begin{bmatrix} [A_{1i}] & [A_{2i}] & (b_{1i} \cdot K_{1i} - b_{2i} \cdot K_{2i}) & -(K_{1i} + K_{2i}) & 0 \\ [A_{2i}] & [A_{3i}] & (-b_{1i}^2 \cdot K_{1i} - b_{2i}^2 \cdot K_{2i}) & (b_{1i} \cdot K_{1i} - b_{2i} \cdot K_{2i}) & 0 \\ (b_{1i} \cdot K_{1i} - b_{2i} \cdot K_{2i}) & (-b_{1i}^2 \cdot K_{1i} - b_{2i}^2 \cdot K_{2i}) & (b_{1i}^2 \cdot K_{1i} + b_{2i}^2 \cdot K_{2i}) & (-b_{1i} \cdot K_{1i} + b_{2i} \cdot K_{2i}) & 0 \\ -(K_{1i} + K_{2i}) & (b_{1i} \cdot K_{1i} - b_{2i} \cdot K_{2i}) & (-b_{1i} \cdot K_{1i} + b_{2i} \cdot K_{2i}) & (K_{1i} + K_{2i}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & [A_4] \end{bmatrix}_{i=1,2}$$

[Ec. 7.11]

Donde :

$$\begin{aligned} A_{1i} &= (K_{1i} + K_{2i} + K_{N1i} + K_{N2i} + K_{NG1i} + K_{NG2i}) \\ A_{2i} &= (-b_{1i} \cdot K_{1i} + b_{2i} \cdot K_{2i} - (a_{1i} + x_{aux1i}) \cdot K_{N1i} + (a_{2i} - x_{aux2i}) \cdot K_{N2i} \\ &\quad - (a_{G1i} + x_{auxG1i}) \cdot K_{NG1i} + (a_{G2i} - x_{auxG2i}) \cdot K_{NG2i}) \\ A_{3i} &= (b_{1i}^2 \cdot K_{1i} + b_{2i}^2 \cdot K_{2i} + (a_{1i} + x_{aux1i})^2 \cdot K_{N1i} + (a_{2i} - x_{aux2i})^2 \cdot K_{N2i} \\ &\quad + (a_{G1i} + x_{auxG1i})^2 \cdot K_{NG1i} + (a_{G2i} - x_{auxG2i})^2 \cdot K_{NG2i}) \\ A_{4i} &= Kh_{N1i} + Kh_{N2i} + Kh_{NG1i} + Kh_{NG2i} \end{aligned} \quad [\text{Ec. 7.12}]$$

Matriz de términos independientes [e]:

Tabla. 1

$$[e_i]_{i=1,2} = \begin{bmatrix} m_{1i} \cdot \sqrt{g^2 + a_{li}^2} \cdot \cos \left(\alpha_i - \cot \text{an} \left(\frac{a_{li}}{g} \right) \right) + [F_{0i}] \\ -m_{1i} \cdot \sqrt{a_l^2 + g^2} \cdot h_{1i} \cdot \text{sen} \left(\theta_{1i} + \alpha_i - \cot \text{an} \left(\frac{a_{li}}{g} \right) \right) - m_{2i} \cdot \sqrt{a_{li}^2 + g^2} \cdot (h_{1i} + d_{bsi} + y_{2i} - y_{1i}) \cdot * \\ * \text{sen} \left(\theta_{1i} + \alpha_i - \cot \text{an} \left(\frac{a_{li}}{g} \right) \right) - Kbar(\theta_{2i} - \theta_{1i}) + [M_{0i}] \\ -m_{2i} \cdot \sqrt{a_{li}^2 + g^2} \cdot h_{2i} \cdot \text{sen} \left(\theta_{2i} + \alpha_i - \cot \text{an} \left(\frac{a_{li}}{g} \right) \right) + \\ + Kbar(\theta_{2i} - \theta_{1i}) + M_{aux_i} \\ m_{2i} \cdot \sqrt{g^2 + a_{li}^2} \cdot \cos \left(\alpha_i - \cot \text{an} \left(\frac{a_{li}}{g} \right) \right) \\ (m_1 + m_2) \cdot \sqrt{g^2 + a_l^2} \cdot \text{sen} \left(\alpha - \cot \text{an} \left(\frac{a_l}{g} \right) + \cot \text{an} \left(\frac{y_{02} - y_{01}}{a_1 + a_2} \right) \right) + Faux_i \end{bmatrix}$$

Donde :

$$\begin{aligned} F_{0i} &= (-y_{01i} \cdot K_{N1i} - y_{02i} \cdot K_{N2i} - y_{G01i} \cdot K_{NG1i} - y_{G02i} \cdot K_{NG2i}) \\ M_{0i} &= (a_1 \cdot y_{01} \cdot K_{N1} - a_{2i} \cdot y_{02i} \cdot K_{N2i} + a_{G1i} \cdot y_{G01i} \cdot K_{NG1i} - a_{G2i} \cdot y_{G02i} \cdot K_{NG2i}) \end{aligned} \quad [\text{Ec. 7.13}]$$

7.2.2 MODELO DE UN VEHÍCULO CON SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE Y EJE RÍGIDO

En el caso de vehículos con suspensión independiente delantera y eje rígido trasero, la obtención de las ecuaciones es análoga a la anterior, acoplando ambas secciones consecutivas a través de los centros de balanceo de cada masa suspendida. Se sigue designando con subíndices que representan el grado de libertad, y otro para cada una de las ruedas del eje, que son los siguientes:

De la primera sección:

- $y_{11} \rightarrow$ Desplazamiento vertical de la parte de la masa no suspendida correspondiente al lado izquierdo [m].
- $y_{21} \rightarrow$ Desplazamiento vertical de la parte de la masa no suspendida correspondiente al lado derecho [m].
- $\theta_1 \rightarrow$ Giro de la masa suspendida alrededor de su centro de balanceo [rad].
- $y_1 \rightarrow$ Desplazamiento vertical del centro de balanceo de la masa no suspendida [m].
- $x_1 \rightarrow$ Desplazamiento horizontal del centro de balanceo de la masa no suspendida [m].

De la segunda sección:

- $y_{12} \rightarrow$ Desplazamiento vertical del centro de balanceo de la masa no suspendida [m].
- $\theta_{12} \rightarrow$ Giro de la masa no suspendida alrededor de su centro de balanceo [rad].
- $\theta_{22} \rightarrow$ Giro de la masa suspendida alrededor de su centro de balanceo [rad].
- $y_{22} \rightarrow$ Desplazamiento vertical del centro de balanceo de la masa no suspendida [m.].
- $x_2 \rightarrow$ Desplazamiento horizontal del centro de balanceo de la masa no suspendida [m].

El esquema del vehículo sería por tanto el siguiente.

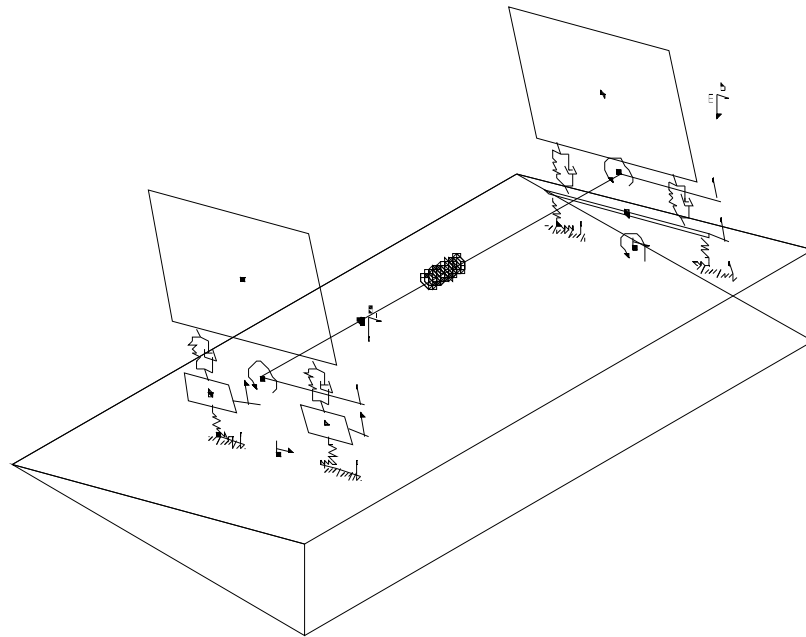


figura 223 Representación del modelo de un vehículo completo con suspensión independiente delantera y eje rígido trasero (10 gdl)

La ecuación matricial del sistema es;

$$[M] \cdot \begin{bmatrix} \ddot{y}_{11} \\ \ddot{y}_{21} \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_{12} \\ \ddot{\theta}_{12} \\ \ddot{\theta}_{22} \\ \ddot{y}_{22} \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + [R] \cdot \begin{bmatrix} \dot{y}_{11} \\ \dot{y}_{21} \\ \dot{\theta}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{y}_{12} \\ \dot{\theta}_{12} \\ \dot{\theta}_{22} \\ \dot{y}_{22} \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + [K] \cdot \begin{bmatrix} y_{11} \\ y_{21} \\ \theta_1 \\ y_1 \\ x_1 \\ y_{12} \\ \theta_{12} \\ \theta_{22} \\ y_{22} \\ x_2 \end{bmatrix} + [e] = 0 \quad [\text{Ec. 7.14}]$$

- Matriz de masas:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{21} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{11} + m_{21} + m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{12} + m_{22} \end{bmatrix} \quad [\text{Ec. 7.15}]$$

- Matriz de amortiguamiento:

$$[R] = \begin{bmatrix} & & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ [R]_1 & & & & & & & & & \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & & \\ & & & & & [R]_2 & & & & \end{bmatrix} \quad [\text{Ec. 7.16}]$$

Dónde:

$$[R]_1 = \begin{bmatrix} R_{11} & 0 & a_1 \cdot R_{11} & -R_{11} & 0 \\ 0 & R_{21} & -b_1 \cdot R_{21} & -R_{21} & 0 \\ a \cdot R_{11} & -b \cdot R_{21} & (a_1^2 \cdot R_{11} + b_1^2 \cdot R_{21}) & (-a_1 \cdot R_{11} + b_1 \cdot R_{21}) & 0 \\ -R_{11} & -R_{21} & (-a_1 \cdot R_{11} + b_1 \cdot R_{21}) & (R_{11} + R_{21}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (R_{11} + R_{21}) \end{bmatrix} \quad [\text{Ec. 7.17}]$$

$$[R]_2 = \begin{bmatrix} (R_{12} + R_{22}) & (-b_{12} \cdot R_{12} + b_{22} \cdot R_{22}) & (b_{12} \cdot R_{12} - b_{22} \cdot R_{22}) & -(R_{12} + R_{22}) & 0 \\ (-b_{12} \cdot R_{12} + b_{22} \cdot R_{22}) & (b_{12}^2 \cdot R_{12} + b_{22}^2 \cdot R_{22}) & (-b_{12}^2 \cdot R_{12} - b_{22}^2 \cdot R_{22}) & (b_{12} \cdot R_{12} - b_{22} \cdot R_{22}) & 0 \\ (b_{12} \cdot R_{12} - b_{22} \cdot R_{22}) & (-b_{12}^2 \cdot R_{12} - b_{22}^2 \cdot R_{22}) & (b_{12}^2 \cdot R_{12} + b_{22}^2 \cdot R_{22}) & (-b_{12} \cdot R_{12} + b_{22} \cdot R_{22}) & 0 \\ -(R_{12} + R_{22}) & (b_{12} \cdot R_{12} - b_{22} \cdot R_{22}) & (-b_{12} \cdot R_{12} + b_{22} \cdot R_{22}) & (R_{12} + R_{22}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (R_{12} + R_{22}) \end{bmatrix}$$

[Ec. 7.18]

- Matriz de rigideces:

$$[K] = \left[\begin{array}{cc|ccccc} & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & [K]_1 & 0 & 0 & -Kt & 0 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & \\ 0 & 0 & -Kt & 0 & 0 & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & \\ & & & & & [K]_2 & & \end{array} \right] \quad [\text{Ec. 7.19}]$$

Siendo:

$$[K]_i = \left[\begin{array}{cc|cc|c} [A_{1i}] & [A_{2i}] & (b_{1i} \cdot K_{1i} - b_{2i} \cdot K_{2i}) & -(K_{1i} + K_{2i}) & 0 \\ [A_{2i}] & [A_{3i}] & (-b_{1i}^2 \cdot K_{1i} - b_{2i}^2 \cdot K_{2i}) & (b_{1i} \cdot K_{1i} - b_{2i} \cdot K_{2i}) & 0 \\ (b_{1i} \cdot K_{1i} - b_{2i} \cdot K_{2i}) & (-b_{1i}^2 \cdot K_{1i} - b_{2i}^2 \cdot K_{2i}) & (b_{1i}^2 \cdot K_{1i} + b_{2i}^2 \cdot K_{2i}) & (-b_{1i} \cdot K_{1i} + b_{2i} \cdot K_{2i}) & 0 \\ -(K_{1i} + K_{2i}) & (b_{1i} \cdot K_{1i} - b_{2i} \cdot K_{2i}) & (-b_{1i} \cdot K_{1i} + b_{2i} \cdot K_{2i}) & (K_{1i} + K_{2i}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & [A_4]_{i=1,2} \end{array} \right]$$

Donde:

$$A_{1i} = (K_{1i} + K_{2i} + K_{N1i} + K_{N2i} + K_{NG1i} + K_{NG2i})$$

$$A_{2i} = (-b_{1i} \cdot K_{1i} + b_{2i} \cdot K_{2i} - (a_{1i} + x_{aux1i}) \cdot K_{N1i} + (a_{2i} - x_{aux2i}) \cdot K_{N2i}$$

$$- (a_{G1i} + x_{auxG1i}) \cdot K_{NG1i} + (a_{G2i} - x_{auxG2i}) \cdot K_{NG2i})$$

$$A_{3i} = (b_{1i}^2 \cdot K_{1i} + b_{2i}^2 \cdot K_{2i} + (a_{1i} + x_{aux1i})^2 \cdot K_{N1i} + (a_{2i} - x_{aux2i})^2 \cdot K_{N2i}$$

$$+ (a_{G1i} + x_{auxG1i})^2 \cdot K_{NG1i} + (a_{G2i} - x_{auxG2i})^2 \cdot K_{NG2i})$$

$$A_{4i} = Kh_{N1i} + Kh_{N2i} + Kh_{NG1i} + Kh_{NG2i}$$

[Ec. 7.20]

- Matriz de términos independientes [e]:

$$[e] = \begin{bmatrix} m_{11} \cdot \sqrt{g^2 + a_{l1}^2} \cdot \cos\left(\alpha_1 - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l1}}{g}\right)\right) + [F_1] + [F_2] + [F_{est}] - y_{011} \cdot K_{N11} \\ m_{21} \cdot \sqrt{g^2 + a_{l1}^2} \cdot \cos\left(\alpha_1 - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l1}}{g}\right)\right) - [F_1] - [F_2] - [F_{est}] - y_{021} \cdot K_{N21} \\ -m_1 \cdot \sqrt{a_{l1}^2 + g^2} \cdot h_{21} \cdot \text{sen}\left(\theta_1 + \alpha_1 - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l1}}{g}\right)\right) + Kbar_1 \left(\theta_1 - \cot \text{an}\left(\frac{y_{21} - y_{11}}{a_1 + b_1}\right)\right) + M_{aux_1} \\ m_1 \cdot \sqrt{g^2 + a_{l1}^2} \cdot \cos\left(\alpha_1 - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l1}}{g}\right)\right) \\ (m_{11} + m_{21} + m_1) \cdot \sqrt{g^2 + a_{l1}^2} \cdot \cos\left(\alpha_1 - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l1}}{g}\right) + \cot \text{an}\left(\frac{y_{021} - y_{011}}{a_1 + b_1}\right)\right) + Faux_1 \\ m_{12} \cdot \sqrt{g^2 + a_{l2}^2} \cdot \cos\left(\alpha_2 - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l2}}{g}\right)\right) - y_{012} \cdot K_{N12} - y_{022} \cdot K_{N22} \\ -m_{12} \cdot \sqrt{a_{l2}^2 + g^2} \cdot h_{12} \cdot \text{sen}(\theta_{12} + \alpha_2 - \cot \text{an}(\frac{a_{l2}}{g})) - m_{22} \cdot \sqrt{a_{l2}^2 + g^2} \cdot (h_{12} + d_{cbs2} + y_{22} - y_{12}) \cdot \text{sen}(\theta_{12} + \alpha_2 - \cot \text{an}(\frac{a_{l2}}{g})) \\ \dots\dots - Kbar_2 (\theta_{22} - \theta_{12}) + a_{12} \cdot y_{012} \cdot K_{N12} - a_{22} \cdot y_{022} \cdot K_{N22} \\ -m_{22} \cdot \sqrt{a_{l2}^2 + g^2} \cdot h_{22} \cdot \text{sen}\left(\theta_{22} + \alpha_2 - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l2}}{g}\right)\right) + Kbar_2 (\theta_{22} - \theta_{12}) + M_{aux_2} \\ m_{22} \cdot \sqrt{g^2 + a_{l2}^2} \cdot \cos\left(\alpha_2 - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l2}}{g}\right)\right) \\ (m_{12} + m_{22}) \cdot \sqrt{g^2 + a_{l2}^2} \cdot \text{sen}\left(\alpha_2 - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l2}}{g}\right) + \cot \text{an}\left(\frac{y_{022} - y_{012}}{a_{12} + a_{22}}\right)\right) + Faux_2 \end{bmatrix}$$

[Ec. 7.21]

$$F_1 = \frac{m_1 \cdot \sqrt{a_{l1}^2 + g^2} \cdot \left(d_{cbs1} + y_1 - y_{11} - \frac{y_{21} - y_{11}}{2}\right) \cdot \text{sen}\left(\alpha_1 + \cot \text{an}\left(\frac{y_{21} - y_{11}}{a_1 + b_1}\right) - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l1}}{g}\right)\right)}{a_1 + x_{aux11} + b_1 - x_{aux21}}$$

$$F_2 = \frac{(m_{11} + m_{21}) \cdot \sqrt{a_{l1}^2 + g^2} \cdot \left(h_{11} + y_{11} + \frac{y_{21} - y_{11}}{2}\right) \cdot \text{sen}\left(\alpha_1 + \cot \text{an}\left(\frac{y_{21} - y_{11}}{a_1 + b_1}\right) - \cot \text{an}\left(\frac{a_{l1}}{g}\right)\right)}{a_1 + x_{aux11} + b_1 - x_{aux21}}$$

$$F_{est} = \frac{Kbar_1}{a_1 + b_1} \cdot \left(\theta_1 - \cot \text{an}\left(\frac{y_{21} - y_{11}}{a_1 + b_1}\right)\right)$$

[Ec. 7.22]

7.2.3 MODELO DE UN VEHÍCULO CON MÁS DE DOS EJES

Los vehículos industriales pueden adoptar múltiples configuraciones y son comunes los vehículos que disponen de más de dos ejes, tanto en vehículos rígidos como en articulados. En frecuente agrupar ejes con características similares, para simplificar los modelos, Rakheja et al (1993) [174], Ranganathan et al (1989)[179].

Esta simplificación no es útil para evaluar el ángulo de vuelco final del vehículo, reproduciendo un ensayo sobre plataforma de estabilidad, por cuanto la

contribución de cada eje y su ángulo de vuelco, determina el comportamiento del mismo, Aparicio et al (1995)[10] y Winkler et al (1983-2000) [234] [235], en el caso de semirremolques, cada eje soporta una carga y el levantamiento de los mismos no es simultáneo (figura 4).



figura 224 Foto de ensayo con despegue independiente de los ejes del semirremolque

Para mejorar la precisión de la estimación del ángulo de vuelco, se propone la utilización de modelos que representen la contribución de cada eje de manera independiente, partiendo de los modelos de sección descritos anteriormente, de manera que entre ellos interactúan a través de un muelle torsional en los centros de balanceo de las masas suspendidas.

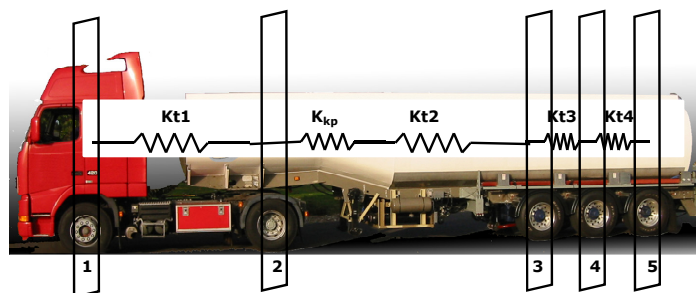


figura 225 Esquema de un vehículo con 5 ejes y secciones a considerar

La rigidez torsional de los vehículos se considera lineal, aplicando un momento, en el centro de gravedad de la sección, proporcional a la diferencia entre ángulos girados por cada una de las secciones (figura 221).

7.2.4 MODELOS CUASI-ESTÁTICOS CON MOMENTO SUPLEMENTARIO DE VUELCO

En el caso de llenados parciales de la cisterna, en condiciones cuasi-estáticas, la superficie libre del líquido es perpendicular al vector aceleración. Como la velocidad de elevación lateral de la plataforma se mantiene por debajo de 0,25°/s, se puede considerar despreciable los efectos inerciales de la elevación y considerar que la única aceleración a la que se somete el vehículo es la de la gravedad, por lo que la

superficie permanecerá plana.

Entonces, es posible introducir el efecto de la carga líquida, mediante el desplazamiento lateral y vertical del centro de gravedad de la misma, determinado en el punto 5.2. Estos desplazamientos (figura 56) originan un momento suplementario de vuelco según la ecuación [Ec5.2].

En el modelo de cálculo propuesto, los desplazamientos de la carga líquida son calculados previamente, introduciéndose en el mismo como una acción externa en función del ángulo de balanceo del vehículo.

El número de parámetros, que es necesario introducir en el modelo se incrementa levemente, puesto que ahora se considera una rigidez lateral de los neumáticos, la rigidez torsional del vehículo y los amortiguamientos, aunque estos últimos no tienen gran influencia en condiciones cuasi-estáticas con velocidades de elevación pequeñas. El resto de parámetros es similar a los necesarios en el método de cálculo del *Reglamento III*, por lo que mantiene por tanto, la simplicidad de uso.

Para la determinación de los parámetros adicionales, se ha partido de los datos disponibles de los fabricantes, tanto de vehículos como de neumáticos y, solamente en los casos de rigidez lateral y torsional, se realizó una primera simulación usando valores nominales y procediendo al ajuste iterativo de los mismos, manteniendo su valor dentro de un rango razonable, como propone Billing et al (2006) [17].

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos sobre el conjunto de vehículos en estudio; como se puede apreciar, el error se ha disminuido hasta un valor máximo del -6,2% (-1,6°) en el caso de semirremolques y de un máximo de 3,1% para los rígidos, con un valor de error promedio total del -0,2%.

ID,	Rollover Test angle (°)	R111 (°)	Proposed model (°)	R111 error (°)	Proposed model error (°)	R111 error (%)	Proposed model error (%)
S1	24,8	23	24,6	1,8	0,2	7,80%	0,80%
S2	24,2	22,4	25,8	1,8	-1,6	8,10%	-6,20%
S3	23,9	22,9	23,9	1	0	4,20%	0,00%
R1	29,6	24,2	29,7	5,4	-0,1	22,10%	-0,30%
R2	25,6	22,6	25,7	3	-0,1	13,20%	-0,40%
R3	26,5	24,5	26,4	2	0,1	8,20%	0,40%
R4	29	24,6	28,9	4,4	0,1	17,80%	0,30%

ID,	Rollover Test angle	R111 (°)	Proposed model (°)	R111 error (°)	Proposed model error	R111 error (%)	Proposed model error
R5	27,4	21,6	27	5,8	0,4	27,00%	1,50%
R6	26,4	21,6	25,6	4,8	0,8	22,20%	3,10%
R7	29,5	24,7	29,6	4,8	-0,1	19,50%	-0,30%
R8	30,2	23,8	30,1	6,4	0,1	27,10%	0,30%
R9	30,5	27,2	30,7	3,3	-0,2	11,90%	-0,70%
R10	27	23,4	27,3	3,6	-0,3	15,30%	-1,10%
R11	28,3	24,5	28,3	3,8	0	15,50%	0,00%

Tabla 49. Resultados de ensayo y cálculo con los modelos propuestos

En el caso de los semirremolques, el valor de error obtenido es mayor que para los rígidos y se atribuye principalmente a la rigidez y holgura de la quinta rueda, parámetro que se ha mantenido con el valor nominal, *Directiva 94/20* [55].

Por lo tanto, aunque esta metodología implica un incremento del tiempo necesario para caracterizar el vehículo y determinar los parámetros que rigen su comportamiento, el número de éstos sigue siendo reducido, la mejora obtenida en la predicción del ángulo de vuelco es apreciable, por lo que constituye una herramienta de cálculo adecuada para su utilización por los fabricantes y los servicios técnicos responsables de la certificación de los vehículos cisterna con arreglo al *Reglamento 111/183*.

Esta metodología, está siendo actualmente implementada dentro de los procedimientos específicos de ensayo y cálculo en el INSIA, siguiendo las pautas de la *Norma UNE 17025*, para su uso como herramienta de certificación de la estabilidad lateral de autobuses y autocares según la *Directiva 2001/85* [53] y *Reglamento 107* [182].

7.3 MODELOS CUASI-ESTÁTICOS CON PONDERACIÓN DEL OLEAJE

El actual *Reglamento 111* especifica, como carga de ensayo, que se deben llenar los tanques del vehículo, hasta conseguir el peso máximo admisible el mismo, manteniendo el factor de llenado por encima del 70%.

Pero como, durante la circulación normal del vehículo habrá, con seguridad, ocasiones en las que se circule con llenados parciales, y teniendo en cuenta que:

- Para todas las secciones analizadas en el punto 5.3.3.5, la fuerza lateral y el momento de vuelco generado con llenados superiores al 37,5%, eran

mayores que con la sección completamente llena.

- El umbral de vuelco del vehículo, en maniobras dinámicas, es menor con el 50%, que con el 100% de factor de llenado, exceptuando la maniobra de slalom, según se ha comprobado experimentalmente en el punto 6.2.

Resulta, por tanto, conveniente incluir éstas hipótesis en el cálculo de la estabilidad. Su dificultad radica en que no es posible reproducir el efecto del oleaje, de manera sencilla, sin evaluar previamente las acciones dinámicas producidas por este.

Una manera sencilla de realizarlo, puede ser empleando el coeficiente de ponderación de los efectos dinámicos del oleaje, calculado previamente, en base al percentil del 90%, y mayorar el momento de vuelco originado únicamente por la carga líquida.

A continuación se describe el planteamiento expuesto, empleando para ello un ejemplo numérico, aplicado al vehículo tractor semirremolque descrito previamente.

Así, con los datos de rigideces y vías mostrados en la Tabla 16 y Tabla 17 del vehículo ensayado en condiciones dinámicas, se plantea, previamente el cálculo del ángulo de vuelco sin considerar el efecto del oleaje, con el método de cálculo del *Reglamento III* y con la modificación propuesta de inclusión de una vía efectiva, obteniéndose los siguientes resultados:

Áng de vuelco R111	Áng de vuelco R111 modificado
21,49° (0,394 g)	23,8° (0,441 g)

Tabla 50. *Modificación del ángulo de vuelco estático ponderado por el efecto del oleaje*

Si se consideran los factores de ponderación descritos en el capítulo 5, para evaluar el efecto dinámico del oleaje en el interior del tanque, al caso cuasi-estático, se requiere mayorar el momento de vuelco originado por la masa de agua.

Una manera sencilla sería considerar el efecto de la masa de líquido empleada en el cálculo, de manera proporcional al mencionado coeficiente.

De esta manera se obtienen los siguientes resultados, en función del coeficiente de ponderación.

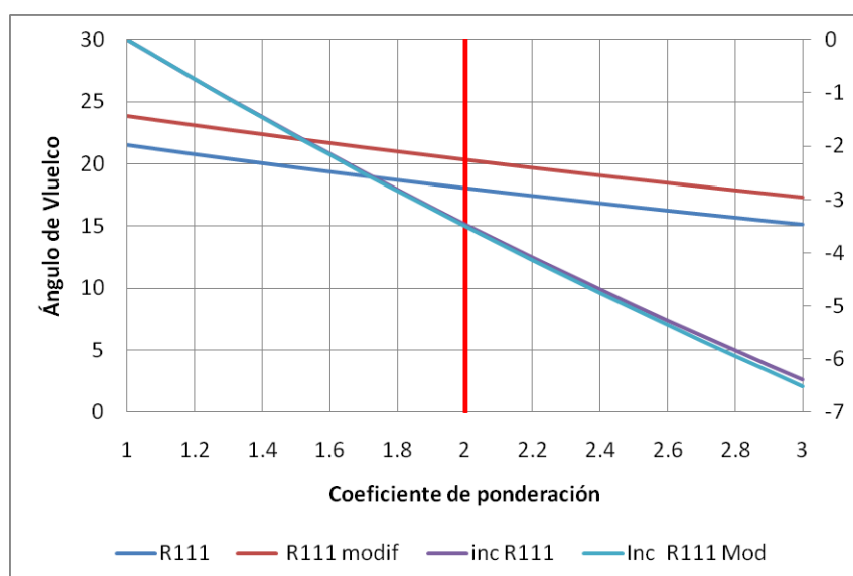


figura 226 Resultados con cálculo cuasi-estático y coef. de ponderación

Se propone emplear un valor del coeficiente de ponderación objetivo de 2, que está próximo al de la sección ovalada (2,28) y al de la circular (2,03). Con este valor, los ángulos equivalentes de vuelco serían de:

Áng de vuelco R111	Áng de vuelco R111 modificado
18,03°	20,3°

Tabla 51. Modificación del ángulo de vuelco estático ponderado por el efecto del oleaje

Esto supone una disminución de 3,46° y 3,5° con cada uno de los métodos de cálculo.

Por lo tanto, se plantea la modificación del requisito de ángulo mínimo de vuelco a exigir a los vehículos, en función de este coeficiente de ponderación, con el siguiente planteamiento:

- Para geometrías de virola que no dispongan de dispositivos de atenuación del oleaje, emplear un coeficiente de ponderación de 2, por lo que el ángulo de vuelco mínimo a exigir, en el ensayo sobre plataforma de estabilidad o en el cálculo cuasi-estático debería ser de 26,46°, (un requerimiento de un ángulo de vuelco 3,5° mayor).
- En el caso de que el vehículo disponga de tales dispositivos, es necesario cuantificar la reducción del momento de vuelco generado por ellos, particularizando para el caso hipotético de que contaran con el atenuador del oleaje descrito en el punto 5.5.2.

- Como el coeficiente de reducción de momento es del 74%, el factor de ponderación a aplicar sería de 0,45, aportando un margen de seguridad, en ángulo de vuelco de $1,7^\circ$.
- De esta manera, el requisito a exigir seguiría siendo de 23° , disponiendo de un mayor margen de seguridad.

Para la determinación de estos coeficientes de ponderación, se pueden emplear la sistemática experimental o de simulación, descrita en capítulos anteriores.

7.4 MODELIZACIÓN DINÁMICA

Para la modelización dinámica de la estabilidad lateral de los vehículos cisterna se ha empleado la segunda estrategia, de las descritas al inicio del capítulo. Se propone, por tanto, la utilización de modelos detallados del comportamiento del vehículo.

El modelo de cálculo descrito en el punto anterior podría constituir una posible alternativa, para ello únicamente sería necesario introducir nuevos grados de libertad a los modelos, correspondientes a los giros de las ruedas y el ángulo de dirección de los neumáticos delanteros. Esta opción ha sido utilizada ampliamente por diversos investigadores ([26] [33] [38] [39] [41] [43][45] [47] [51][81] [86] [102][107] [112] [177]).

Para la modelización del comportamiento de los neumáticos es posible emplear modelos de los mismos, como los descritos por Aparicio et al (1995) [10] o Pacejka et al (1993) [157].

Otra alternativa, sería la utilización de modelos multi-cuerpo, en los que se establecen las ecuaciones diferenciales que rigen el comportamiento del vehículo, considerando sólidos rígidos, unidos mediante elementos elásticos.

Al igual que la anterior, esta opción es muy común, siendo abundantes los programas comerciales que la emplean, tales como ADAMS, TruckSim, VEDYNA, etc. Presentan la ventaja de que inicialmente son fáciles de usar, pero para aplicaciones concretas, requieren un elevado número de parámetros a conocer del vehículo que, en la gran mayoría de las ocasiones, sólo son conocidos por los fabricantes.

7.4.1 MODELOS MULTI-CUERPO CON CARGA LÍQUIDA

El modelo utilizado en esta tesis corresponde a un vehículo tractor de dos ejes al que se le acopla un semirremolque de tres ejes.

Para incluir la interacción con la carga líquida, el software permite acoplarlo con Matlab, de manera que es posible incorporar la analogía mecánica propuesta en el capítulo 5, para cada uno de los compartimentos parcialmente llenos. De esta manera, se incorporaran al modelo los tres grados de libertad adicionales correspondientes a los giros de las masas oscilantes que representan el oleaje en cada uno de los compartimentos.

La interacción mutua entre el vehículo y la carga líquida se evalúa en cada instante de integración, imponiendo a la analogía mecánica, la acción lateral correspondiente al centro de gravedad, en posición estática, de la masa de agua de cada compartimento, proveniente del modelo de vehículo y reintroduciendo en éste las fuerzas y momentos originados por el fluido.

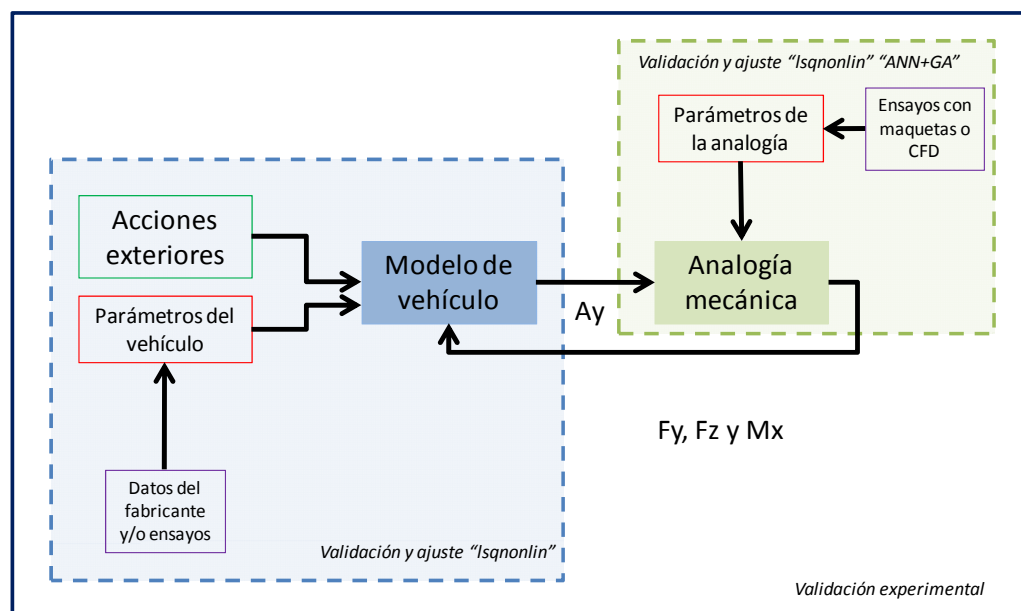
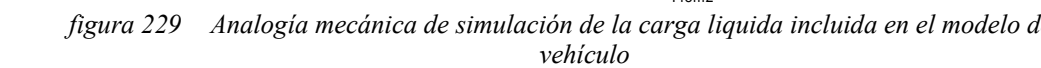
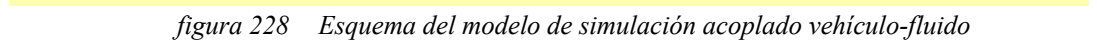


figura 227 Esquema del modelo de simulación propuesto

En la figura 228 se muestra un esquema del modelo propuesto. En él, se puede apreciar que las excitaciones (velocidad y giro de volante) se extraen de los datos experimentales y se introducen en el modelo, además se corrigen los ángulos de montaje de cada uno de los sensores de medida, para eliminar del modelo los ángulos de montaje de los acelerómetros y las longitud inicial de los sensores del recorrido de la suspensión.



D 1 1:1 % 1:1 1:1 1

siguiendo la secuencia lógica de un proceso de validación propuesta por Jiménez (2006) [109] y Heydiner et al (1990) [95] que se puede resumir en los siguientes puntos:

- Definición cuidadosa de los ensayos y las variables a medir.
- Tratamiento de datos.
- Determinación de parámetros del sistema físico.
- Establecimiento de excitación común en modelo y ensayo.
- Minimización de fenómenos no recogidos en el modelo.

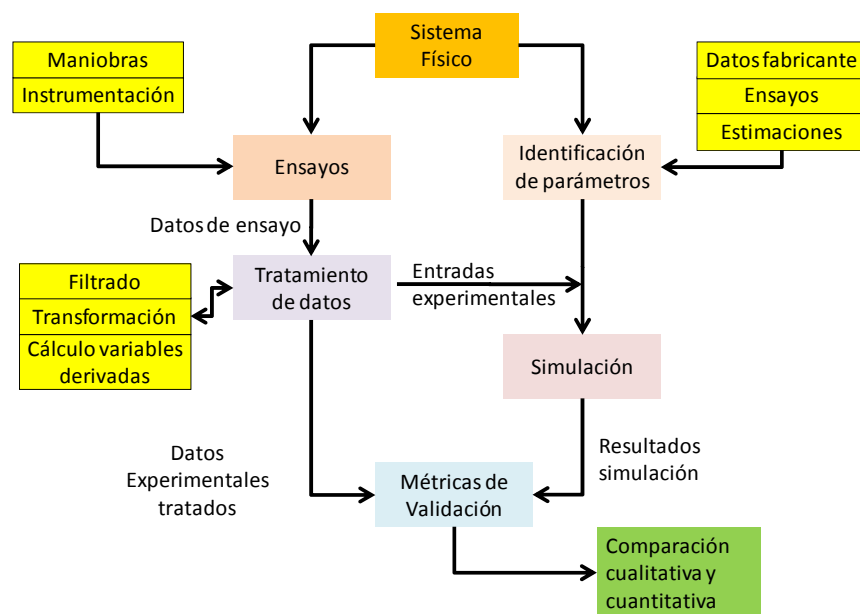


figura 230 Procedimiento de validación experimental de un modelo físico

El proceso de validación se ha dividido en tres partes fundamentales, correspondientes a cada una de las condiciones de carga consideradas en los ensayos (vacío, media carga y llenado completo), aunque sólo los llenados parciales están sujetos a oleaje.

Se ha comenzado con el vehículo vacío, a continuación se ha seguido con la condición de plena carga y por último, la condición de llenado parcial.

De esta manera se simplifica el proceso, puesto que con la realización de las dos primeras fases se eliminan del proceso de ajuste, las variables del vehículo que no están influenciadas por el oleaje y son función únicamente de la distribución de masas e inercias, sus características (rigideces, amortiguamientos, etc.) y de la excitación (velocidad y giro de volante).

El modelo de simulación es el mismo en ambos casos, tan sólo varía en que la carga, se agrega como una masa y una inercia adicional.

Por último, se ha procedido con la validación del modelo, que incorpora la carga líquida, mediante la adicción de tres modelos de analogía mecánica descrita, correspondientes a cada una de los compartimentos parcialmente llenos, que igualmente es el mismo, tan solo que ahora incorpora los tres grados de libertad adicionales.

Para cada ensayo, se ha procedido al tratamiento de los datos conforme se ha descrito previamente, alimentando al modelo con los valores de velocidad y ángulo girados por las ruedas directrices, de esta manera se satisface la condición "d" al imponer en ambos sistemas (físico y modelo de simulación) la misma excitación.

De las variables de ensayo registradas se ha discriminado, para la validación, las aceleraciones verticales que no se han utilizado para la comparación. Esto ha sido motivado porque las señales registradas estaban afectadas por la influencia de las ligeras pendientes de la pista de ensayos, necesarias para facilitar el drenaje, la presencia de baches o refuerzos del firme.

Del conjunto de variables medidas, se han elegido para inter-comparación entre ensayo y modelo las aceleraciones laterales registradasⁱ. Se han empleado las métricas de validación propuestas en el punto 5, Sprague et al (2007-2003)[202][211], por cuanto permiten evaluar el grado de verosimilitud entre resultado teórico y experimental, eliminando los aspectos subjetivos de la validación.

En el modelo de simulación, se ha considerado una superficie perfectamente plana y sin irregularidades con un coeficiente de adherencia máximo de 0,85.

Para cada condición de carga, se muestran los resultados de la validación para las diferentes maniobras efectuadas, mostrándose únicamente aquellas más representativas, ya sea por el nivel de aceleración alcanzado o porque se produce el vuelco del vehículo.

Se muestran, también, el perfil de velocidades, por cuanto se ha utilizado el controlador de velocidad incorporado en el software, que únicamente permite ajustar la ganancia proporcional y la integral. Se comprobó cómo, en los procesos de

ⁱ Véase apartado de instrumentación 6.2.3

aceleración y frenado o con variaciones bruscas de la velocidad, el valor obtenido en el modelo se apartaba del valor medido y su influencia es significativa en las aceleraciones calculadas.

Para limitar su error, se procedió a un ajuste iterativo del valor de las ganancias del controlador, mediante prueba y error, hasta conseguir un comportamiento adecuado a la velocidad de ensayo. No obstante, se ha decidido incorporar también su valor en las métricas de validación, ya que, cuanto más se parezcan ambas curvas, mejor será el resultado obtenido para el resto de variables.

7.4.1.1.1 Maniobra de giro estacionario en vacío

Se muestran a continuación la evolución temporal, de las aceleraciones laterales medidas en el ensayo y simuladas, así como el perfil de velocidades de la maniobra circular a velocidad de 30,71 km/h (T14).

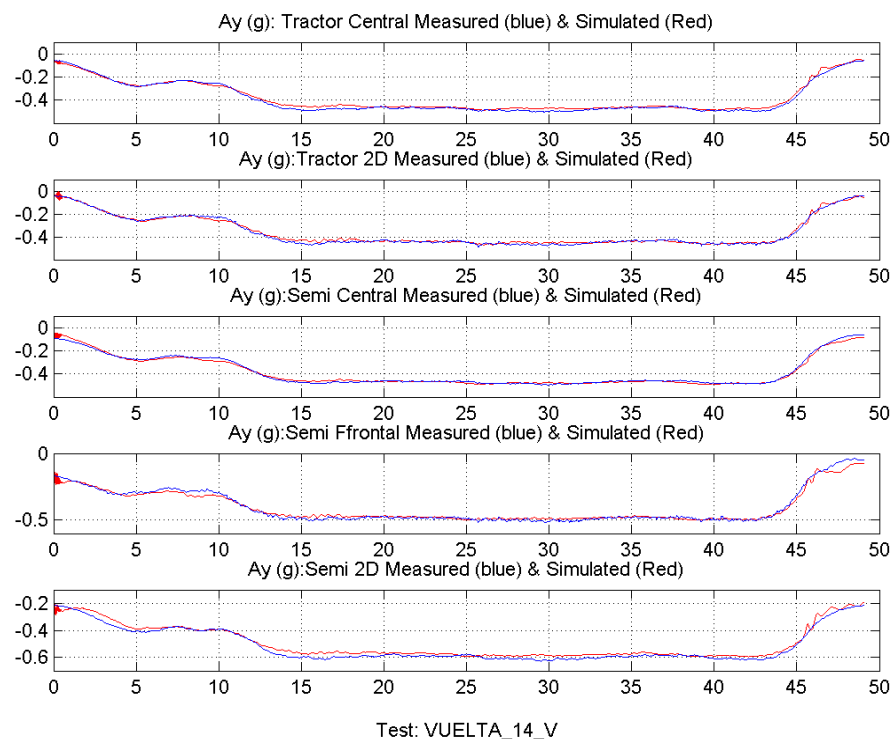


figura 231

Aceleración lateral en maniobra circular

Como se puede apreciar, las mayores diferencias se dan al frenar, debido a las desviaciones producidas por el controlador de la velocidad, anteriormente comentadas. En general se observa una alta reproductibilidad entre los valores de las aceleraciones laterales teóricas (modelo propuesto) y experimentales.

Los errores cometidos empleando las métricas de validación propuestas (punto 5.4.1) son:

Msg_Semi_Central	P_Semi_Central	Csg_Semi_Central	Msg_Semi_Frontal	P_Semi_Frontal	Csg_Semi_Frontal
0,1	1,1	1,1	-0,4	1,4	1,5

Tabla 52. Errores en la maniobra circular T14 [%]

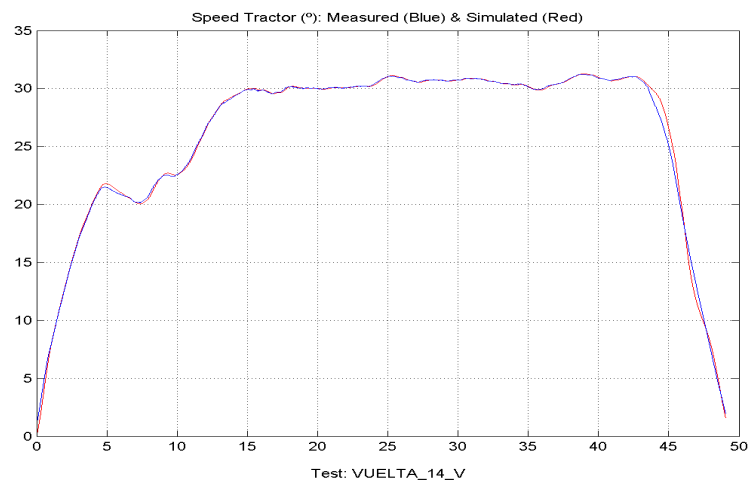


figura 232 Velocidad de ensayo en maniobra circular (km/h)

En cuanto a las señales de los recorridos de la suspensión, se puede ver que las irregularidades de la calzada son apreciables en la señal experimental, aun cuando su amplitud es pequeña, circunstancia que no ocurre con en el modelo. Estas circunstancias se aprecian más claramente en las variables calculadas, como es el caso del balanceo, en el que se observa que el grado de similitud entre la señal simulada y medida es menor.

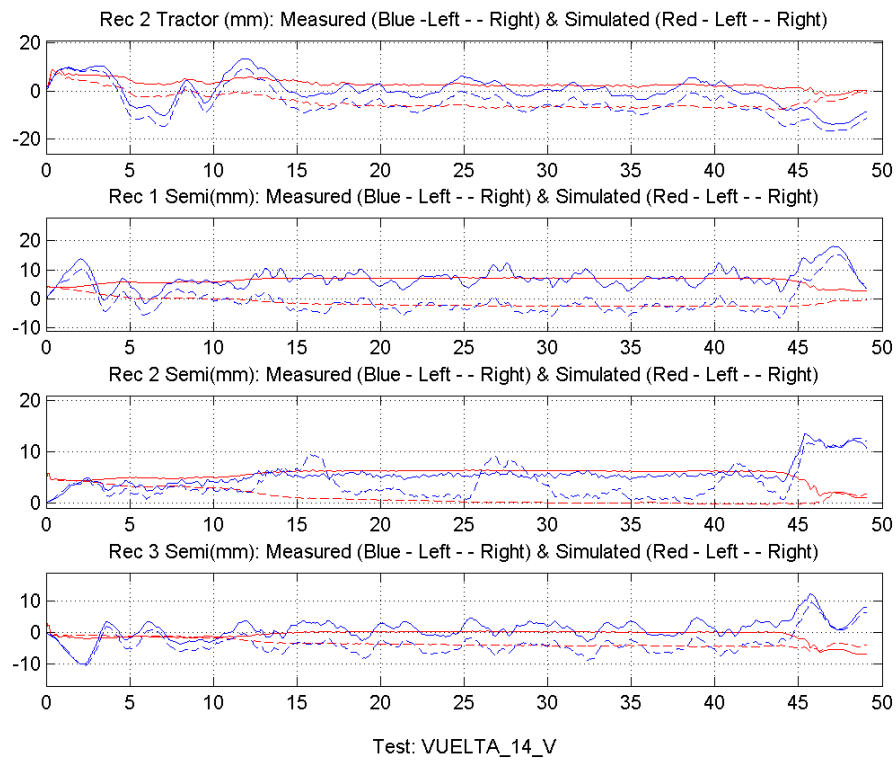


figura 233 Recorridos de la suspensión en rojo y azul simulados y amarillo y rosa experimentales(mm)

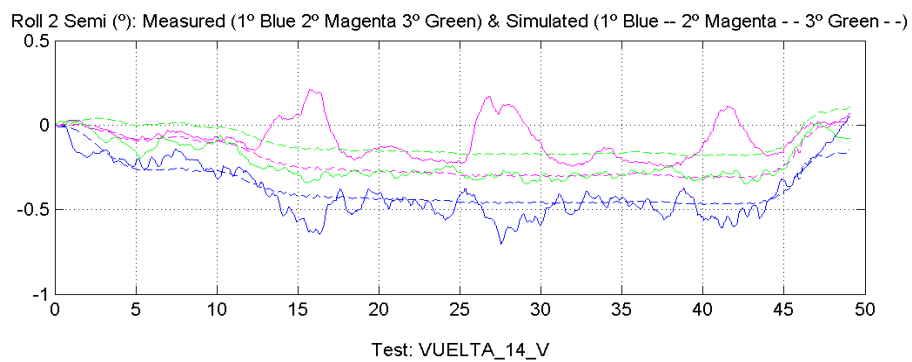


figura 234 Ángulos de balanceo del vehículo (°)

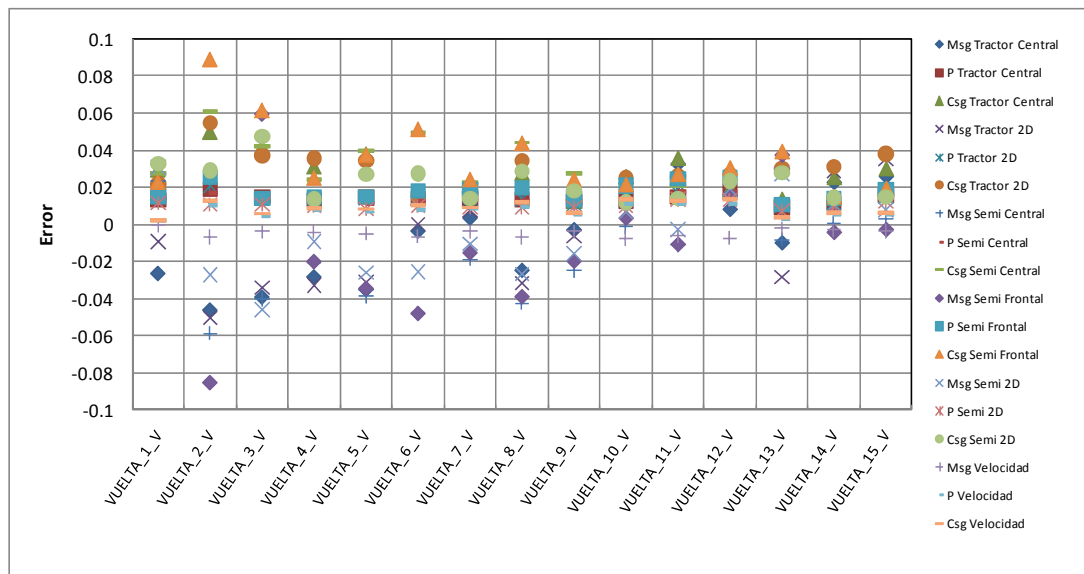
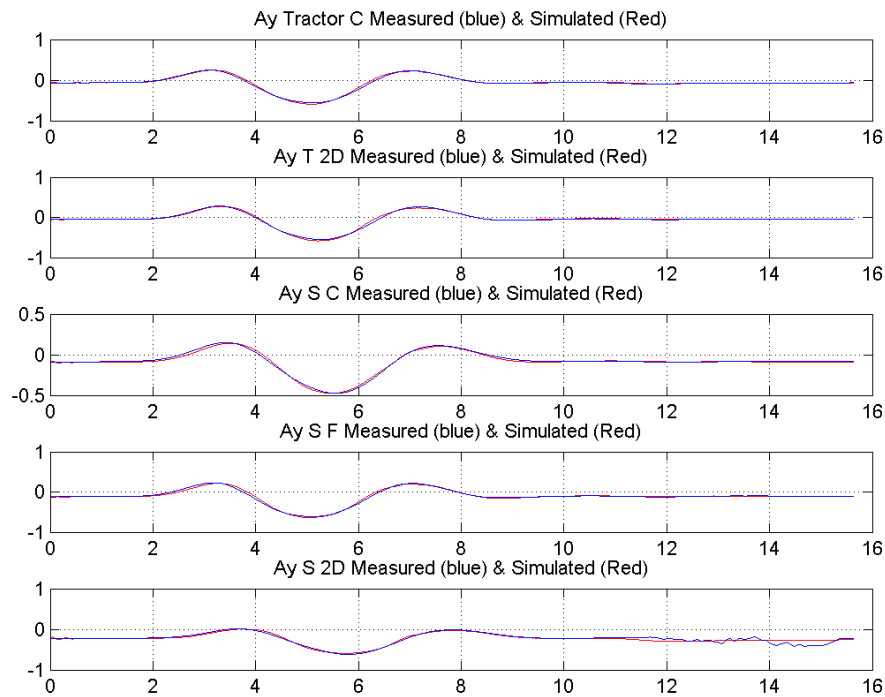


figura 235 Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras circulares, f.d.l. 0%

En la figura anterior, se muestra el resultado obtenido al aplicar las métricas de validación a cada una de las maniobras realizadas. Como se puede apreciar, el error (tanto en amplitud fase o combinado) se sitúa principalmente en valores inferiores al 5%; tan sólo en un caso y para un único sensor, el error supera el 8%, por lo que se puede considerar que las diferencias entre ambos no son significativas y existe una alta correlación entre los resultados experimentales y simulados.

7.4.1.1.2 Maniobra de doble cambio de carril en vacío

A continuación se muestra el resultado obtenido en la maniobra de doble cambio de carril a 40 km/h. Como se puede apreciar, existe un alto grado de similitud entre aceleraciones teóricas y experimentales. En este caso, el resultado de las métricas de validación proporciona un error máximo combinado de 8,9% en el sensor colocada en la parte frontal del semirremolque.



Test: DOBLE 8 V
figura 236 Aceleración lateral en DCC. F.d.ll. 0%

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
-1,2	3,6	3,8	7,2	5,2	8,9

Tabla 53. Errores en la maniobra de doble cambio de carril T8 [%]

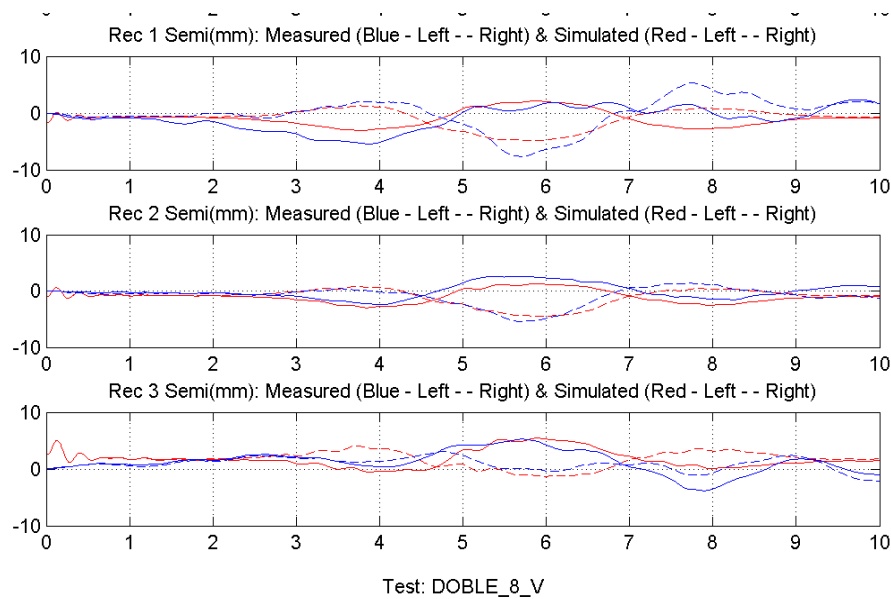


figura 237 Recorridos suspensión en DCC. F.d.ll. 0%

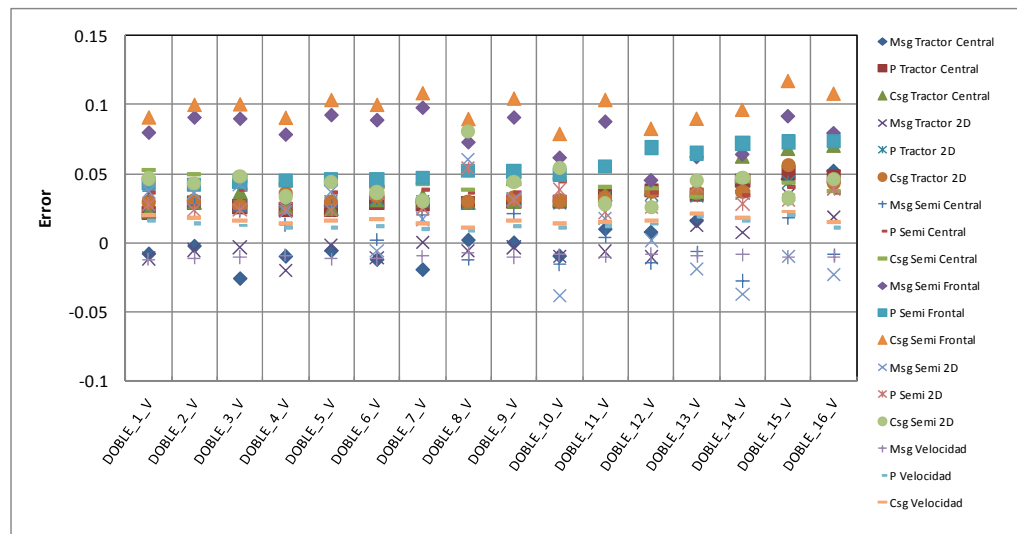


figura 238 Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras DCC, f.d.1l. 0%

En el resultado general, obtenido para el resto de maniobras analizadas, se observa que el error cometido en los tres criterios de amplitud, fase y combinado, se sitúa dentro de los límites del $\pm 10\%$; de manera general, la gran mayoría de los resultados se sitúan por debajo del 5%, siendo buena la correlación entre las variables simuladas y medidas en ensayo.

7.4.1.1.3 Maniobra de cambio de carril en vacío

En este caso se muestra los resultados obtenidos en la maniobra de cambio de carril (T2) a 41 km/h de velocidad objetivo. Como en los casos anteriores, aun presentando un error algo mayor, el grado de similitud entre variables medidas y simuladas sigue siendo alto.

Msg_Semi_Central	P_Semi_Central	Csg_Semi_Central	Msg_Semi_Frontal	P_Semi_Frontal	Csg_Semi_Frontal
6,6	5,5	8,6	5,3	5,7	7,8

Tabla 54. Errores en la maniobra de cambio de carril T2 [%]

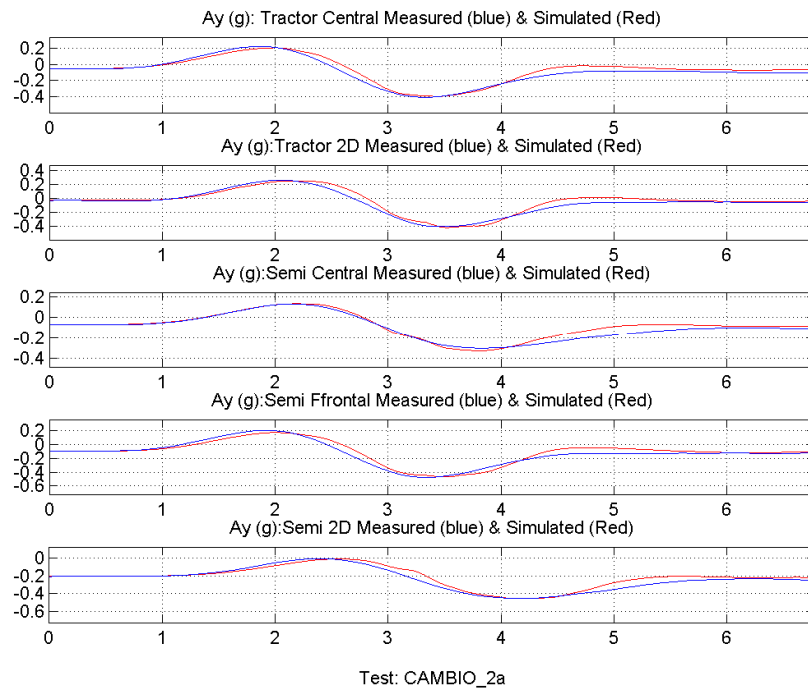


figura 239 Aceleración lateral en maniobra cambio de carril, f.d.l. 0%

Para el resto de maniobras, dentro de la misma serie de ensayos, el error promedio se sitúa alrededor del 7%.

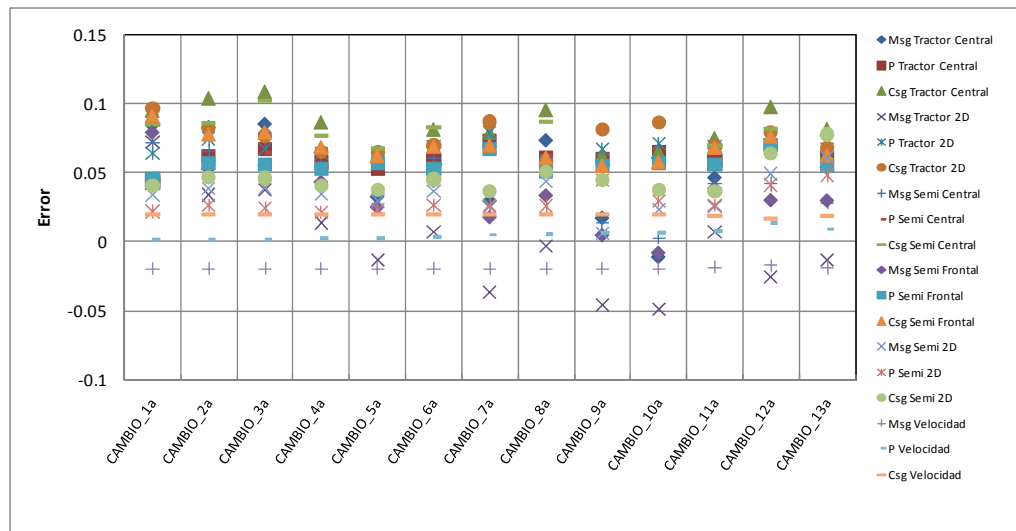


figura 240 Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras CC, f.d.l. 0%

7.4.1.1.4 Maniobra de slalom en vacío

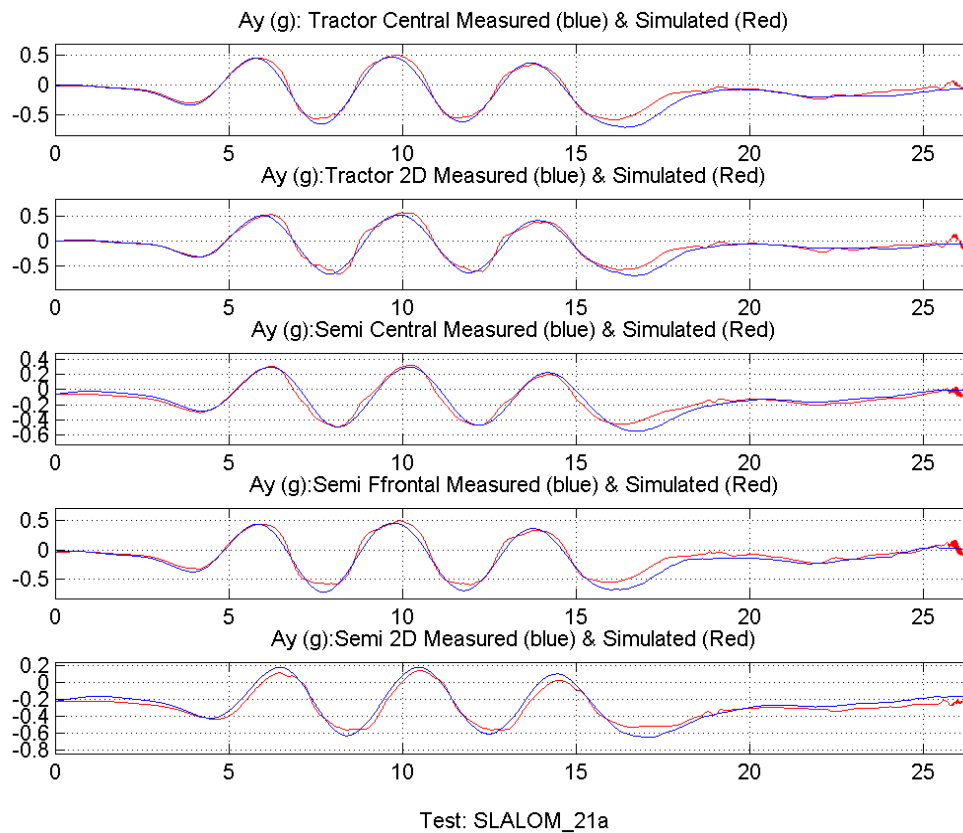


figura 241 Aceleración lateral en maniobra slalom, f.d.11. 0%

En este caso, al igual que en el anterior, las variaciones de velocidad, que se producen al sortear los obstáculos, resultan más difíciles de seguir por el controlador del modelo, lo que genera que el ajuste de las aceleraciones laterales y los recorridos de la suspensión sea menor que en los casos anteriores.

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
4,4	7,1	8,3	11,3	6,9	13,2

Tabla 55. Errores en la maniobra de slalom E21 [%]

Para el resto de maniobras dentro de la misma serie de ensayos el error promedio se sitúa alrededor máximo del 12%, tan solo en los últimos ensayos, en los que se producía el vuelco del vehículo, tomando contacto ambas ruedas de apoyo, de manera alternativa, el modelo presenta un error mayor.

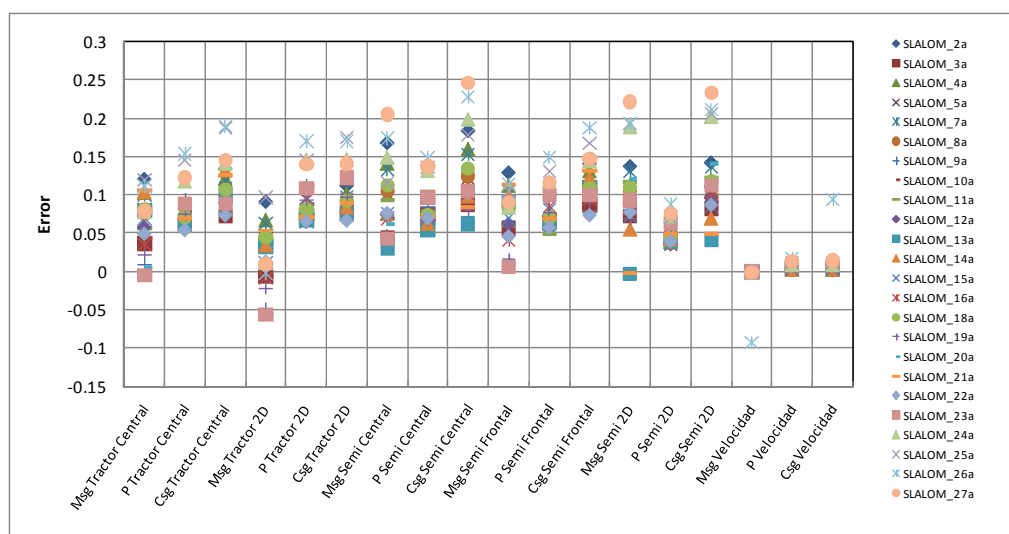


figura 242 Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras Slalom, f.d.11. 0%

7.4.1.1.5 Maniobra de giro estacionario lleno (100% f.d.11)

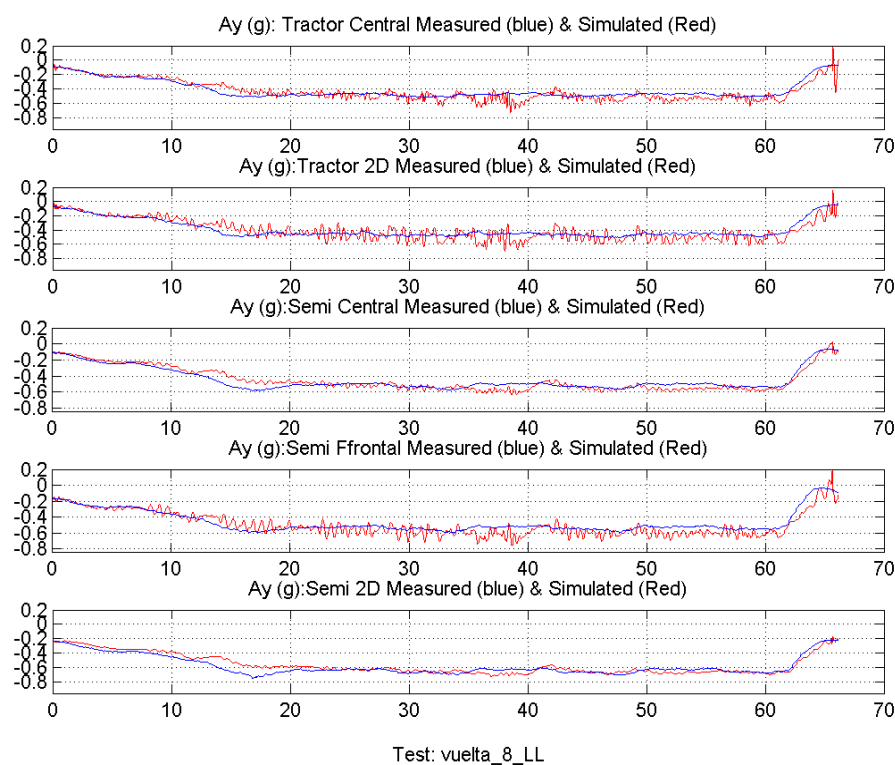


figura 243 Aceleración lateral en la maniobra circular 100% f.d.11.

Este caso corresponde a una maniobra en la que se producía el vuelco del vehículo (apoyo de las ruedas auxiliares de protección anti-vuelco), por este motivo, las salidas del modelo presentan mayor rizado y hace que, en algunos instantes, la señal simulada se separe de la experimental, correspondiendo a los instantes de

apoyo.

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
2,4	3,3	4,1	-3,4	3,2	4,7

Tabla 56. Errores en la maniobra de cambio circular, f.d.ll. 100% [%]

En cualquier caso, el grado de ajuste alcanzado con el modelo puede ser adecuado para los objetivos planteados, puesto que el error máximo combinado en esta maniobra, para las señales de aceleración del semirremolque, es inferior al 5% , más aún, si se tiene en cuenta que el error obtenido en la señal de velocidad (entrada del modelo) es del 1%.



figura 244 Comparación entre la velocidad experimental y la simulada en la maniobra circular 100% f.d.ll.

De igual manera, los valores del recorrido de la suspensión, presentan una gran similitud con los experimentales, conforme se aprecia en la siguiente gráfica, apartándose levemente al inicio y final de la maniobra.

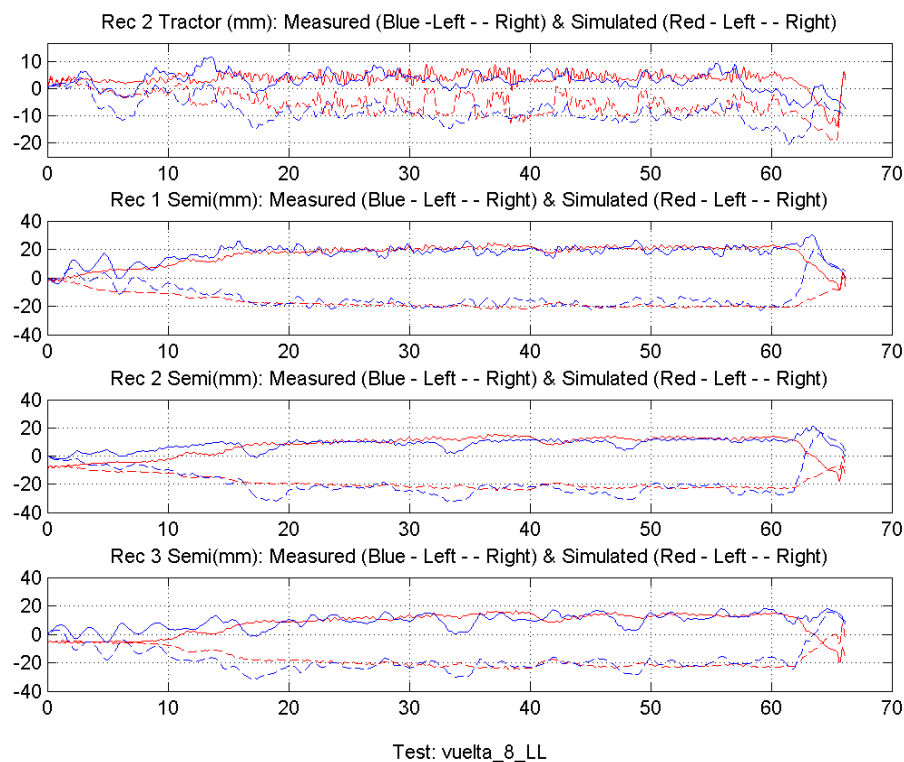


figura 245 Recorrido de la suspensión en la maniobra circular 100% f.d.ll.

Para el resto de maniobras, el error combinado de amplitud y fase, es pequeño, con un promedio del 5.3% (figura 246), que puede ser debido a problemas con el inflado/desinflado de las balonas neumáticas de la suspensión (altura inicial/final de la suspensión), puesto que la mayor diferencia, entre los recorridos de la suspensión, se produce al inicio y fin de la maniobra, ajustándose más en la parte central del ensayo (instante cercano al vuelco del vehículo), una vez han transcurrido veinte segundos de maniobra.

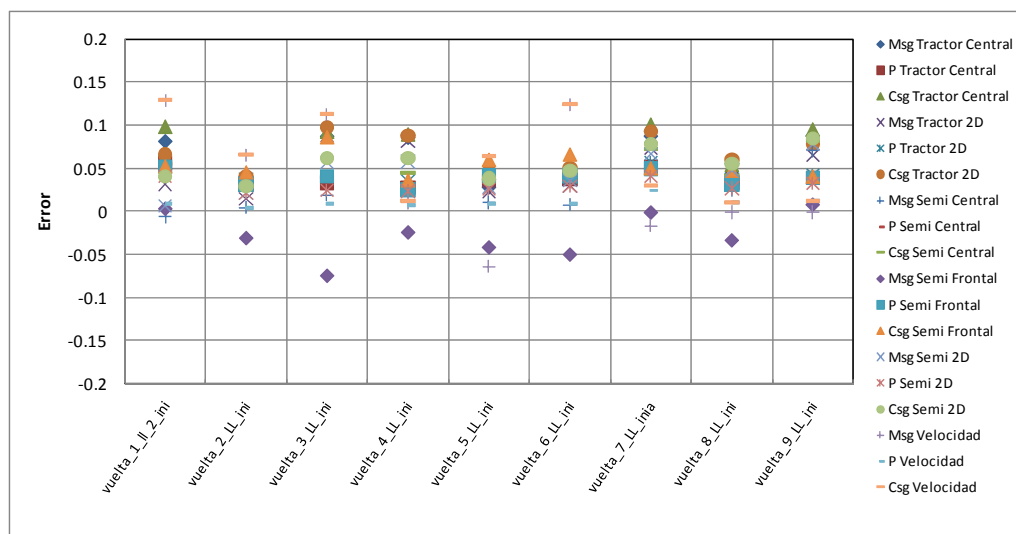


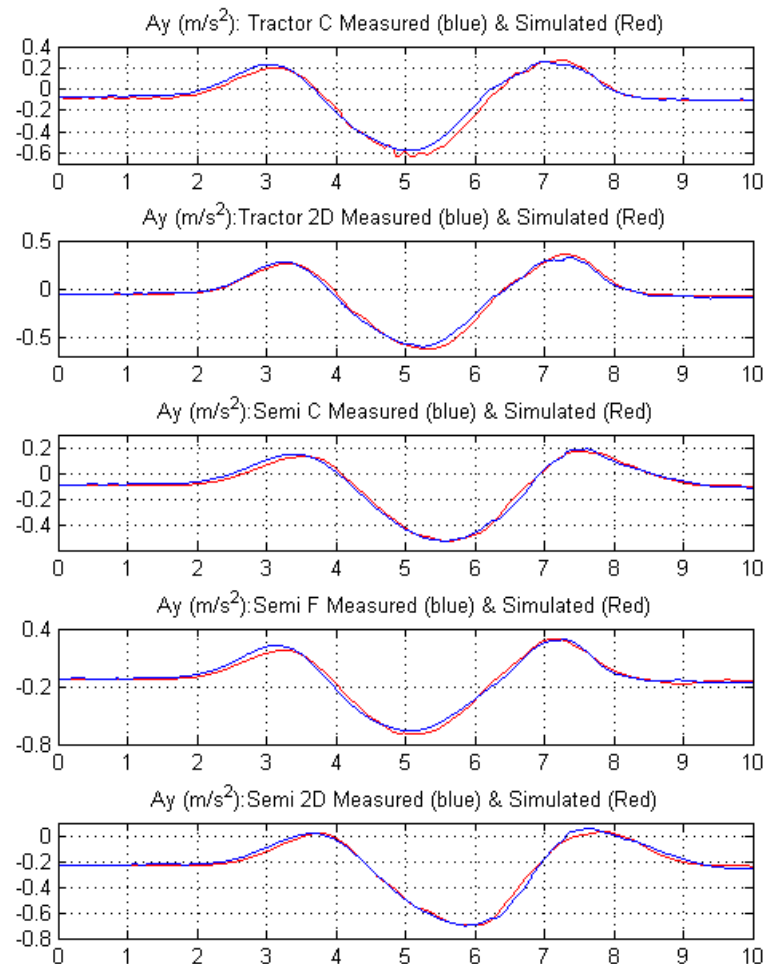
figura 246 Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras circulares con f.d.ll. 100%

7.4.1.1.6 Maniobra de doble cambio de carril lleno (100% f.d.II)

A continuación se muestra una comparación de los resultados experimentales y simulados para la maniobra de doble cambio de carril con los tanques de la cisterna al 100% de factor de llenado.

Primeramente se han representado los resultados obtenidos en una maniobra en la que se producía el levantamiento completo de las ruedas exteriores del semirremolque, que corresponde con el caso “E8” (figura 247, figura 248 y figura 249).

Posteriormente se ha mostrado los resultados de otra maniobra “E12”, en la que sí se producirá el vuelco del vehículo (figura 250 y figura 251).



Test: DOBLE_8_LL a

figura 247 Aceleración lateral: DCC, f.d.II 100% y $V=40$ km/h

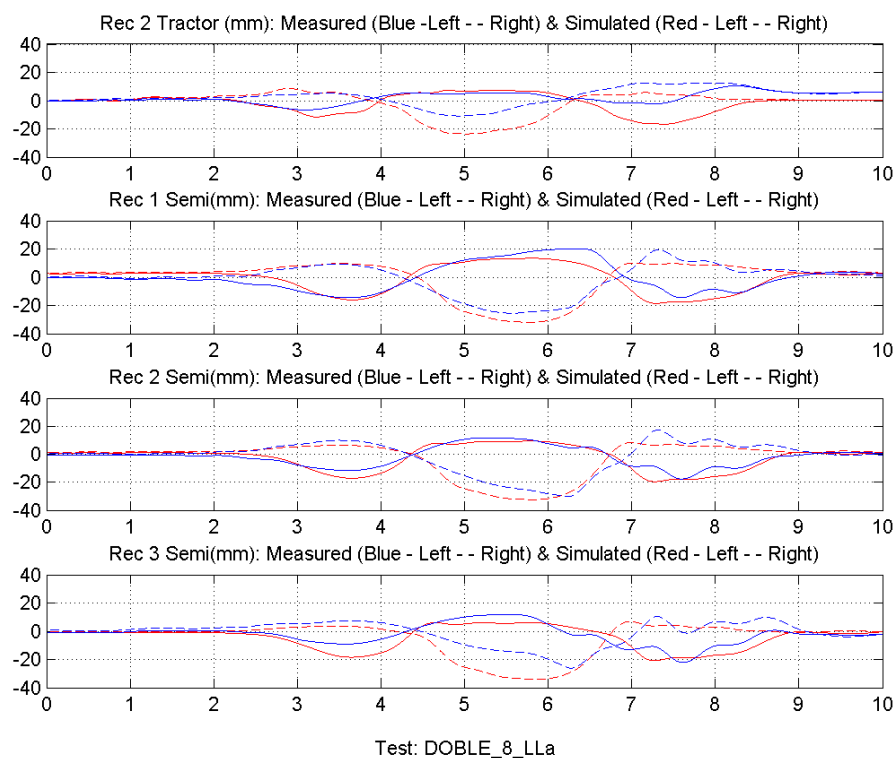


figura 248 Recorrido de la suspensión: DCC, f.d.ll 100%, $V=40$ km/h

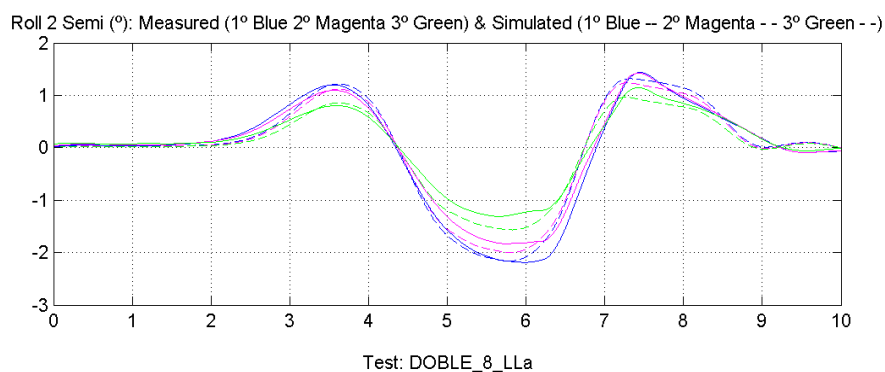


figura 249 Ángulo de balanceo masa suspendida: DCC, f.d.ll 100%, $V=40$ km/h

Como se puede apreciar, el ajuste alcanzado es aceptable, aunque muestra una leve desviación en los recorridos de la suspensión. Los errores calculados se indican en la Tabla 57

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
1,8	2,7	3,2	-1,3	3,4	3,6

Tabla 57. Errores en la maniobra DCC, f.d.ll 100%, $V=40$ km/h [%]

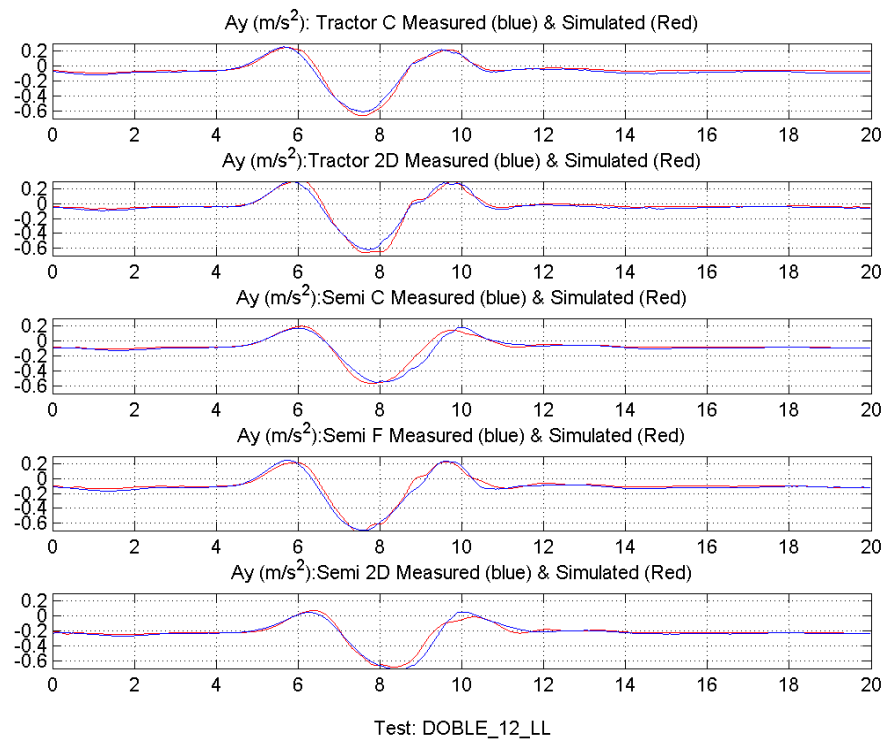


figura 250 Aceleración lateral: DCC, f.d.ll 100%, $V=42\text{km/h}$, con vuelco

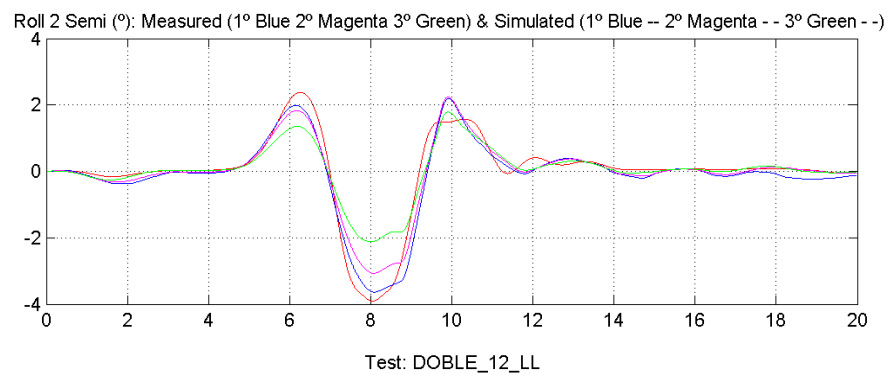


figura 251 Ángulo de balanceo masa suspendida: DCC, f.d.ll 100%, $V=42\text{km/h}$

En este caso, con vuelco del vehículo, los resultados de la métrica de validación son:

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
1,2	7,6	7,7	7,7	5,2	7,0

Tabla 58. Errores en la maniobra DCC, f.d.ll 100%, $V=42\text{km/h}$, con vuelco [%]

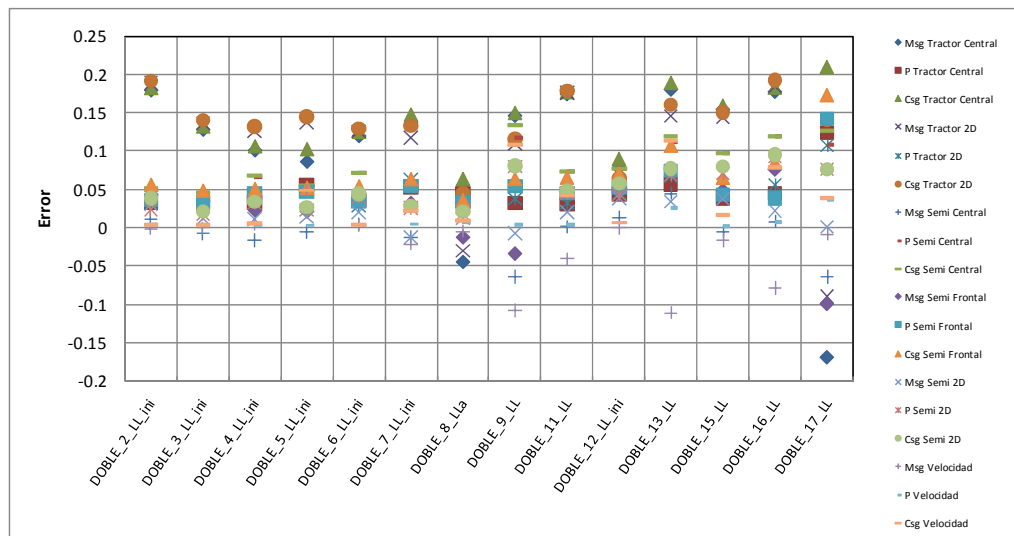


figura 252 Error en Magnitud, fase y combinad. DCC f.d.ll. 100%

7.4.1.1.7 Maniobra de cambio de carril lleno (100% f.d.ll)

En este caso, únicamente se ha representado un caso, correspondiente al cuarto ensayo, con una velocidad de consigna de 48 km/h, en la que se no produjo el vuelco del vehículo “E14”. Los resultados se muestran en: figura 253, figura 254, figura 255 y Tabla 59.

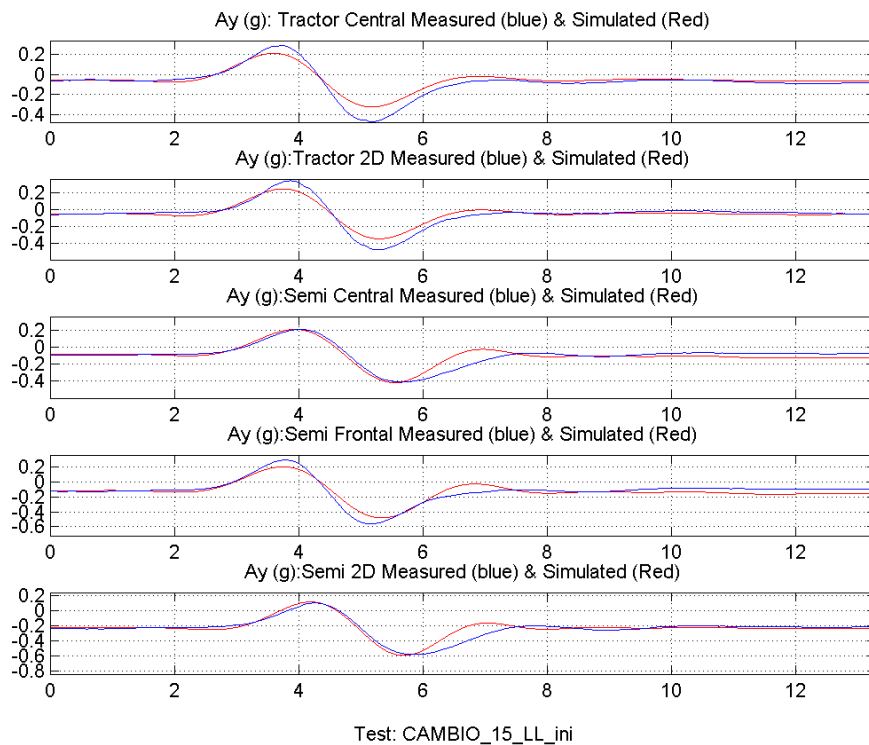


figura 253 Aceleración lateral: CC, f.d.ll 100% y V=48km/h

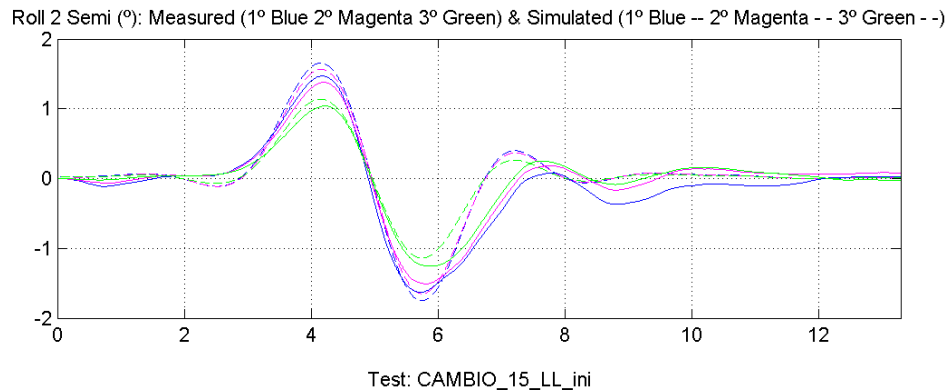


figura 254 Ángulo de balanceo masa suspendida: CC, f.d.ll 100%, V=48km/h

Msg_Semi_Central	P_Semi_Central	Csg_Semi_Central	Msg_Semi_Frontal	P_Semi_Frontal	Csg_Semi_Frontal
0,046	0,092	0,103	0,068	0,076	0,102

Tabla 59. Errores en la maniobra CC, f.d.ll 100%, V=48km/h [%]

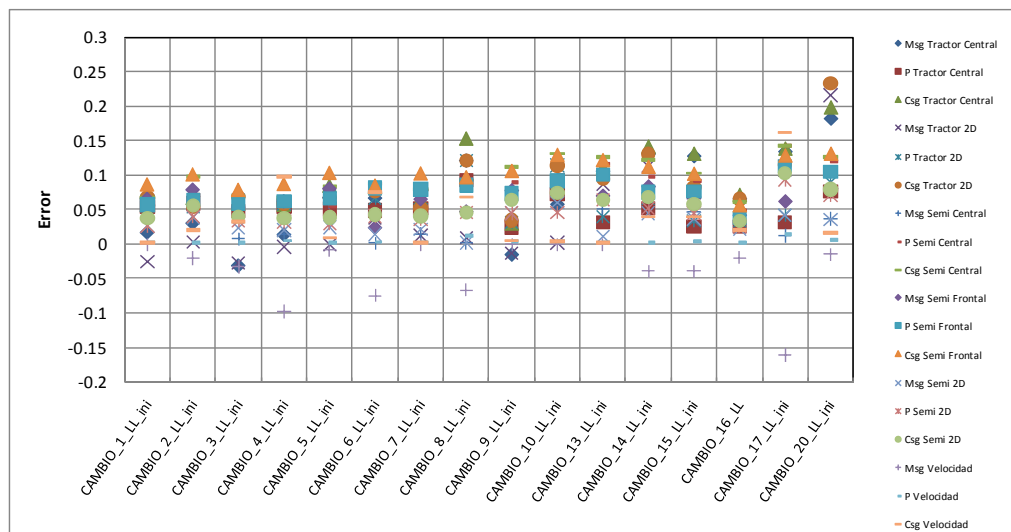


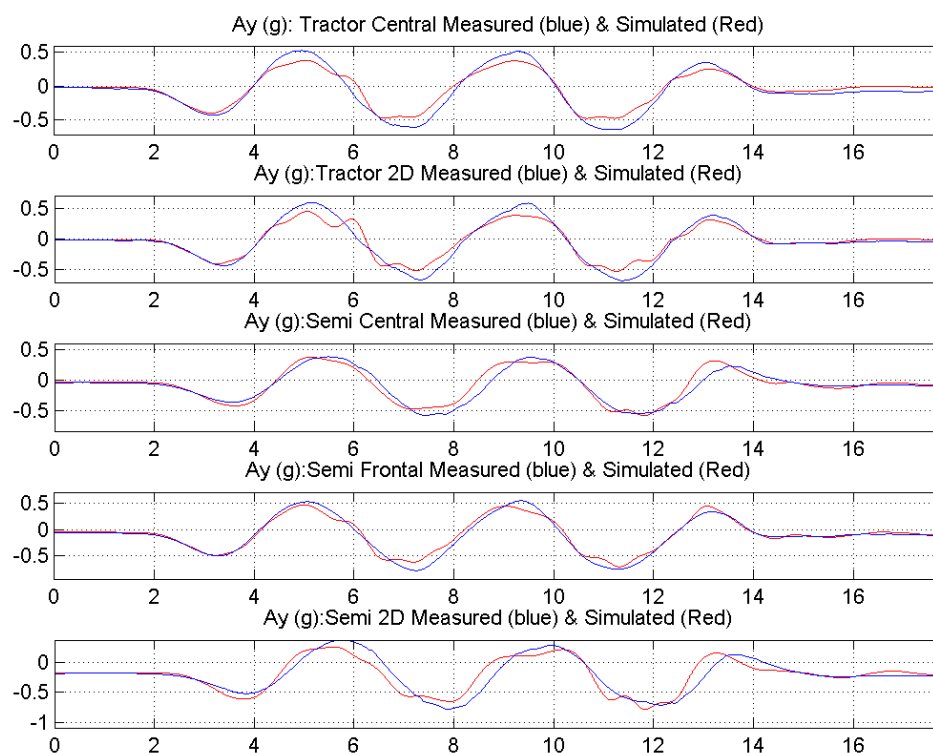
figura 255 Error en Magnitud, fase y combinado.CC con f.d.ll. 100%

Como se puede apreciar en la gráfica anterior, el error obtenido con el modelo propuesto, es pequeño, tan sólo en tres maniobras se sitúa en el 15%.

7.4.1.1.8 Maniobra de slalom lleno (100% f.d.ll)

Se muestra a continuación los resultados obtenidos con el modelo propuesto, para las maniobra de slalom, para una maniobra realizada a 37 km/h con apoyo del dispositivo anti-vuelco “E19”.

Esta maniobra, tanto por su ejecución, al estar sometida a mayores deslizamientos del neumático, como por la mayor importancia que tiene la correcta modelización del sistema de dirección y suspensión delantera (guiado por compresión) y los efectos inerciales del vehículo (parámetro de más difícil identificación), hace que los errores sean mayores que en los otros casos, no obstante la forma y la amplitud sí que se reproduce convenientemente.



Test: SLALOM_19_LL_ini

figura 256 Aceleración lateral: Slalom, f.d.ll 100% y $V=38$ km/h

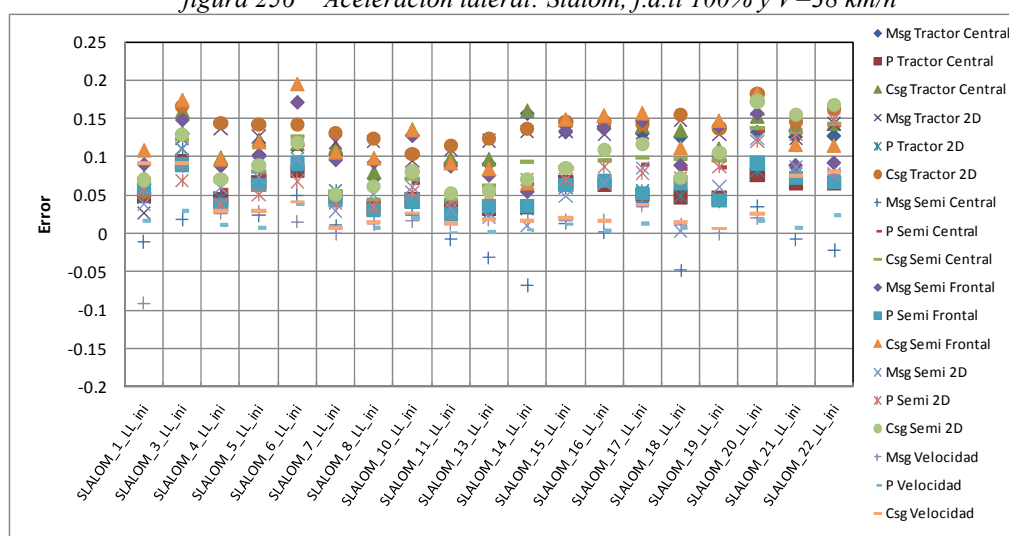


figura 257 Error en magnitud, fase y combinado. Slalom de slalom, f.d.ll. 100%

7.4.1.1.9 Maniobra de giro estacionario a media carga (50% f.d.II)

En este punto se muestran los resultados obtenidos con el modelo propuesto, al que se ha añadido, como se ha explicado previamente, tres masas oscilantes, que representan el efecto dinámico del oleaje en el interior del tanque.

En las maniobras de giro estacionario, tal y como se ha registrado, se incluye la parte de excitación transitoria del fluido, correspondiente al inicio y fin de la misma, junto con la parte estacionaria. No obstante, como durante el giro, la velocidad no se puede mantener constante, se producen pequeñas variaciones en la aceleración lateral que origina una pequeña oscilación del líquido (masas oscilantes) que, como se puede apreciar, la metodología propuesta es capaz de reproducir.

Las gráficas mostradas representan el ensayo codificado como “E12”, que correspondía a un giro estacionario a 35 km/h, en el que se producía el vuelco del vehículo.

De manera general, el grado de similitud entre las señales de aceleraciones registradas es alto, y los errores son de valores reducidos, lo cual confirma la bondad del modelo propuesto.

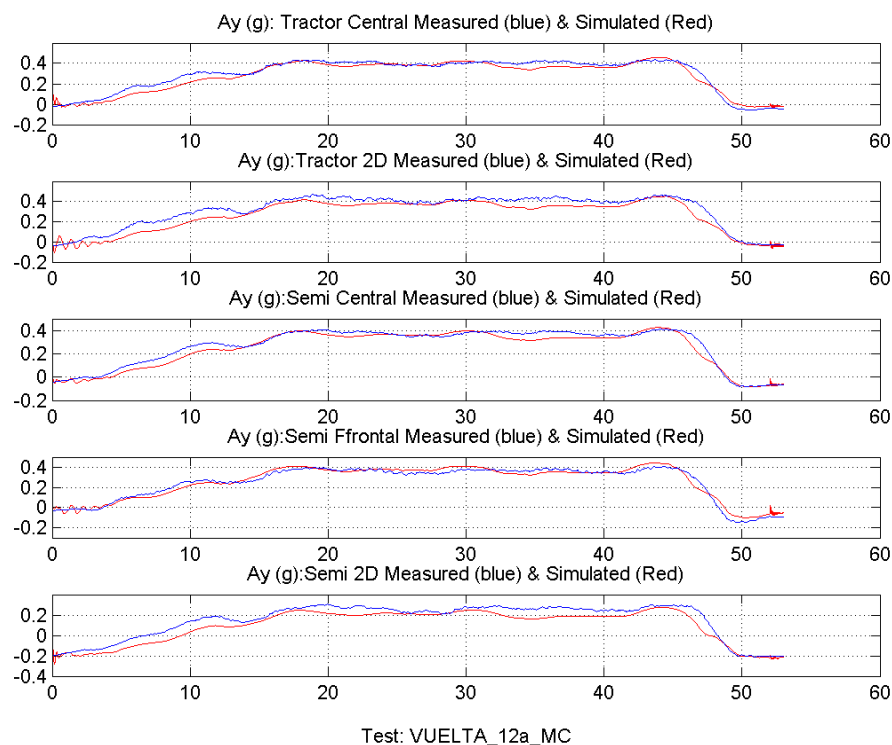


figura 258 Aceleraciones.Circular, E12 (35km/h), f.d.II. 50%

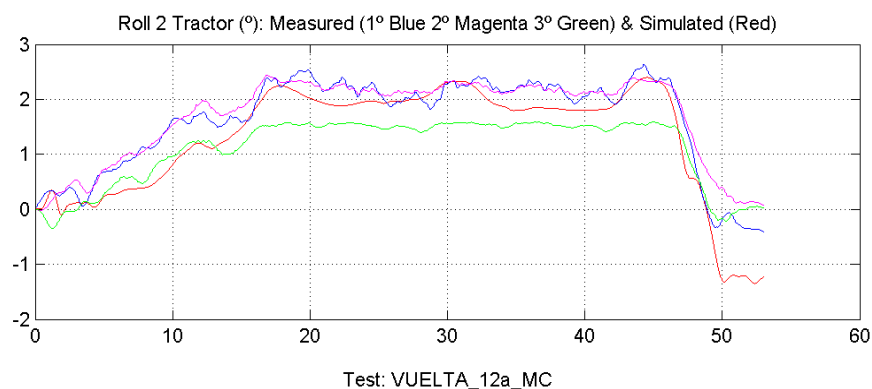


figura 259 Balanceo semirremolque.Circular, E12 (35km/h), f.d.1l. 50%

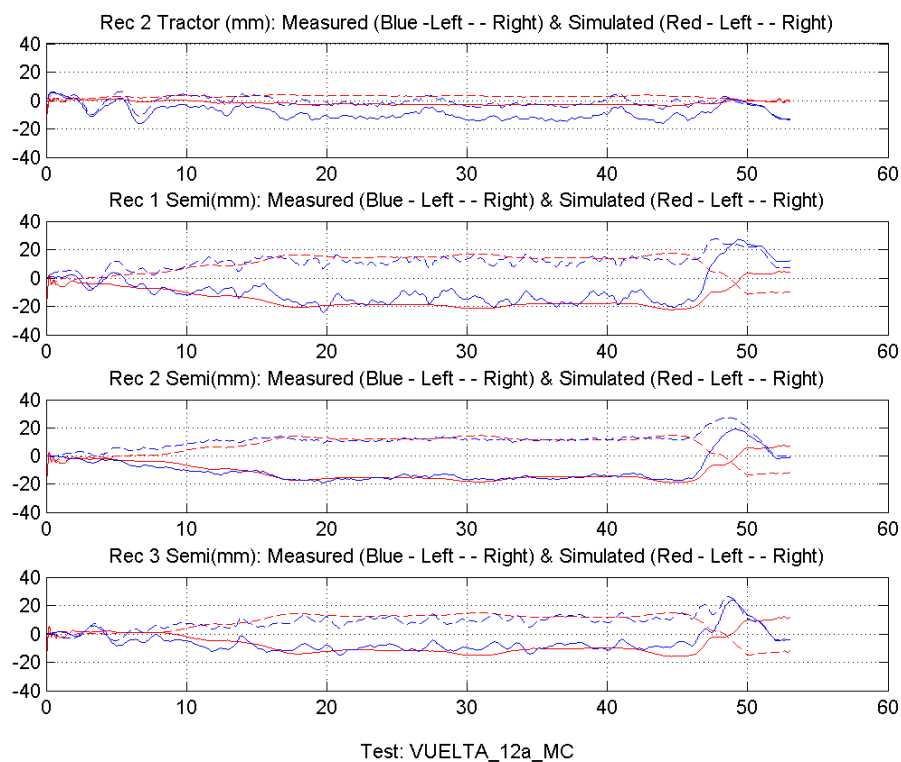


figura 260 Recorridos suspensión.Circular, E12 (35km/h), f.d.1l. 50%

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
6,98	3,41	7,77	-0,4	3,62	3,64

Tabla 60. Errores en el ensayo de giro estacionario "E12", f.d.1l. 50% [%]

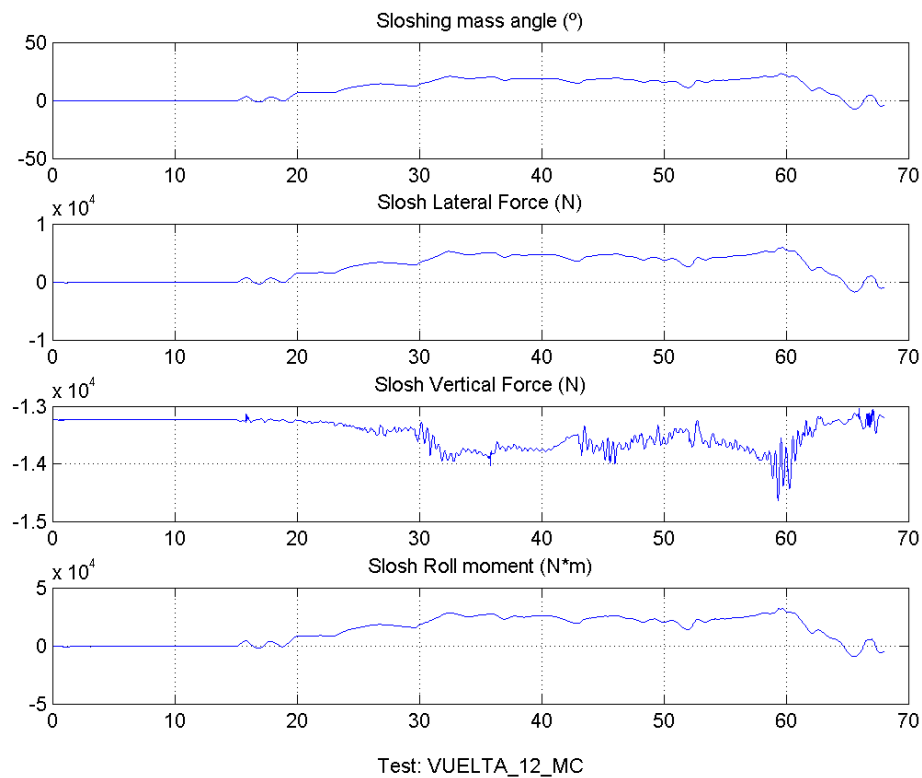


figura 261 Fuerzas del oleaje en el ensayo de giro estacionario T12 (35km/h)

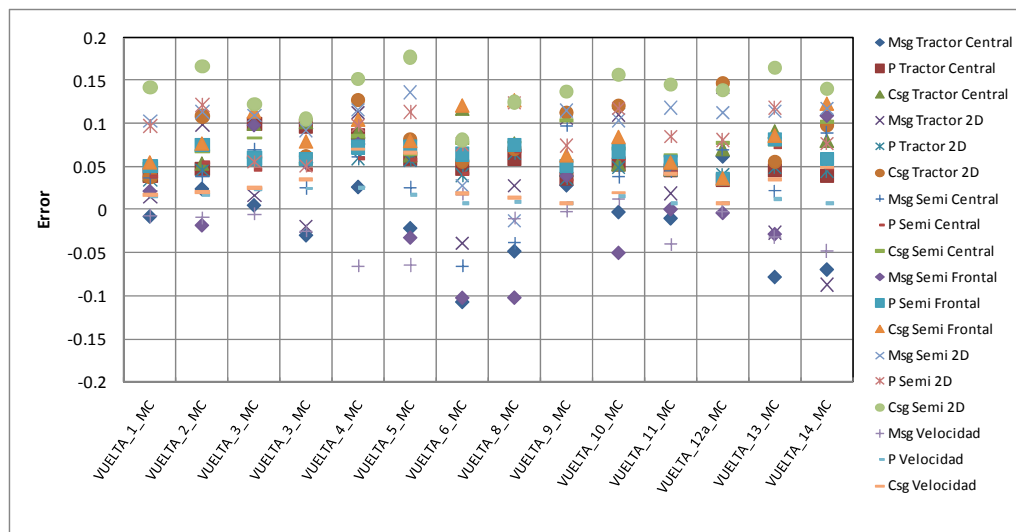


figura 262 Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras circulares, f.d.l. 50%

7.4.1.1.10 Maniobra de cambio de carril a media carga (50% f.d.II)

En las siguientes gráficas, se muestran los resultados obtenidos, para dos maniobras de cambio de carril, en la que la velocidad de consigna era 49 km/h, en la primera se produjo el vuelco del vehículo, mientras que en la segunda únicamente se despegaron las ruedas del semirremolque.

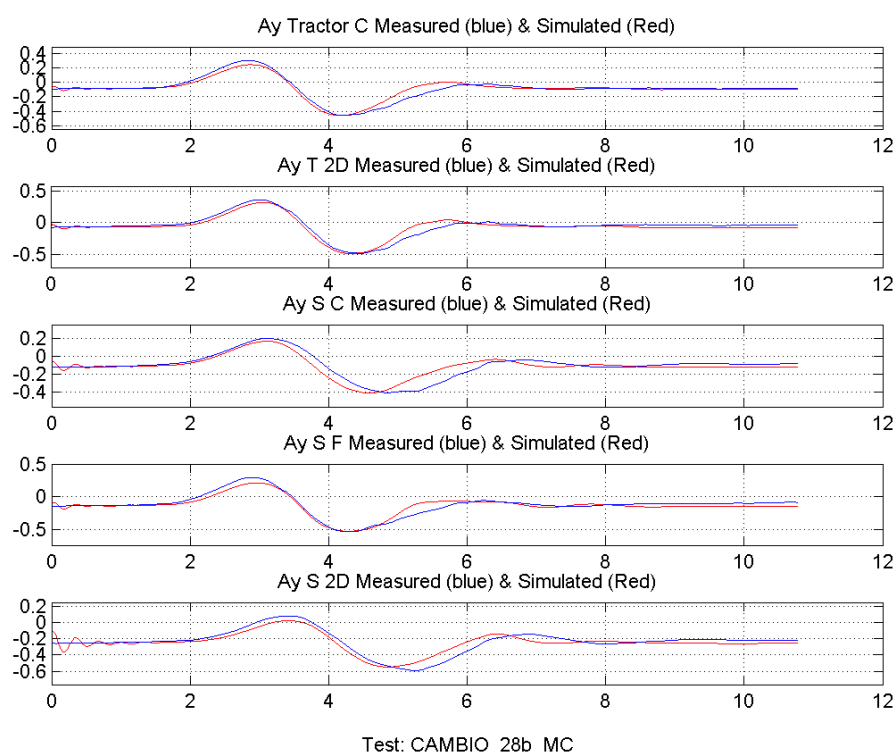


figura 263 Aceleraciones: CC, T28, (49 km/h), f.d.II. 50% con vuelco

Al igual que en el mismo tipo de maniobra, pero con factores de llenado distintos, que se han comentado previamente, el ajuste es algo menor en fase, pero tanto la forma, como la amplitud se reproducen correctamente.

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
3,5	9,0	9,7	3,7	5,9	7,0

Tabla 61. Errores en la maniobra CC, T28, (49 km/h), f.d.II. 50%, con vuelco[%]

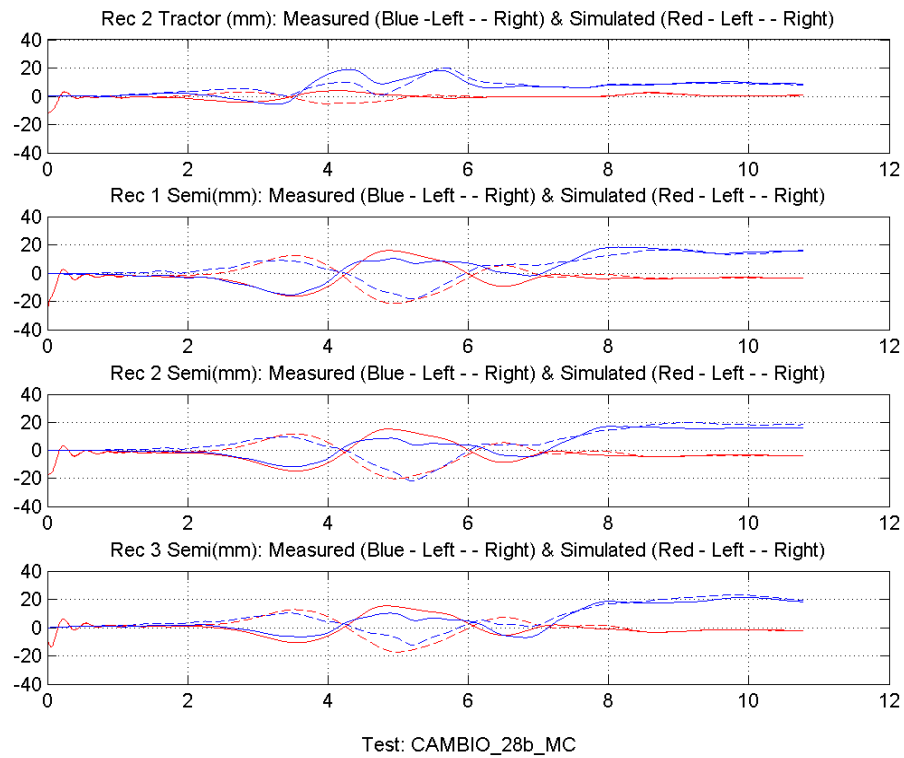


figura 264 Recorridos de la suspensión: CC, T28, (49 km/h), f.d.ll. 50%, con vuelco

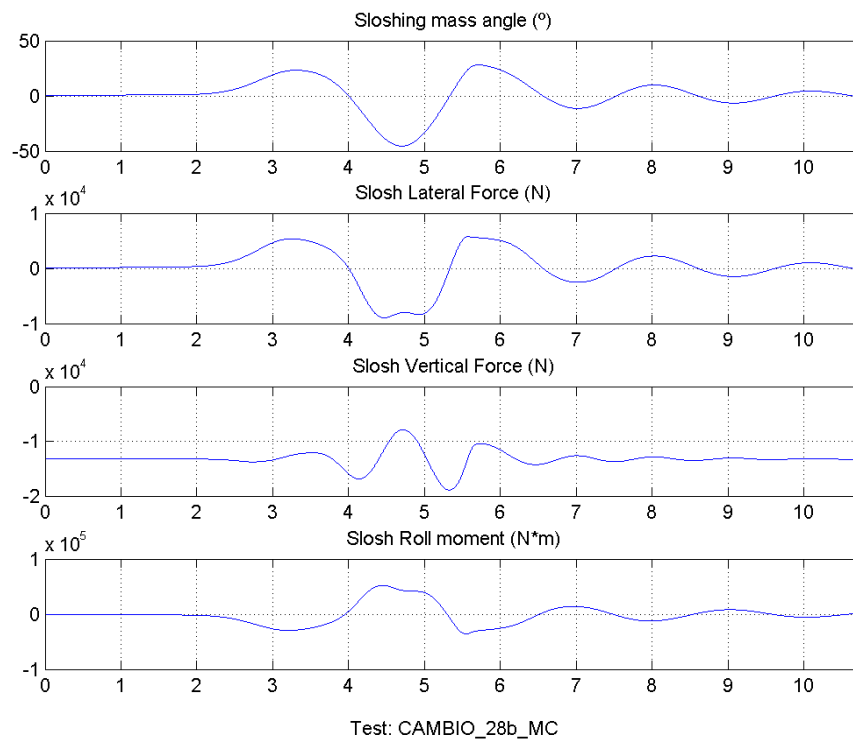


figura 265 Fuerzas del oleaje en el ensayo: CC, T28, (49 km/h), f.d.ll. 50%, con vuelco

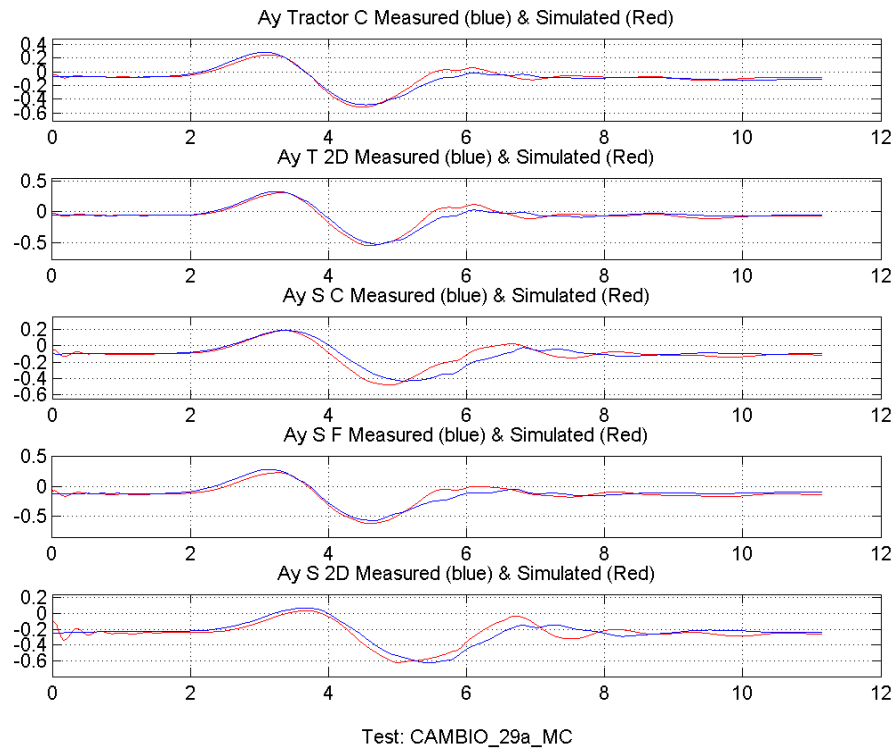


figura 266 Aceleraciones:CC, T29, (49 km/h), f.d.ll. 50% sin vuelco

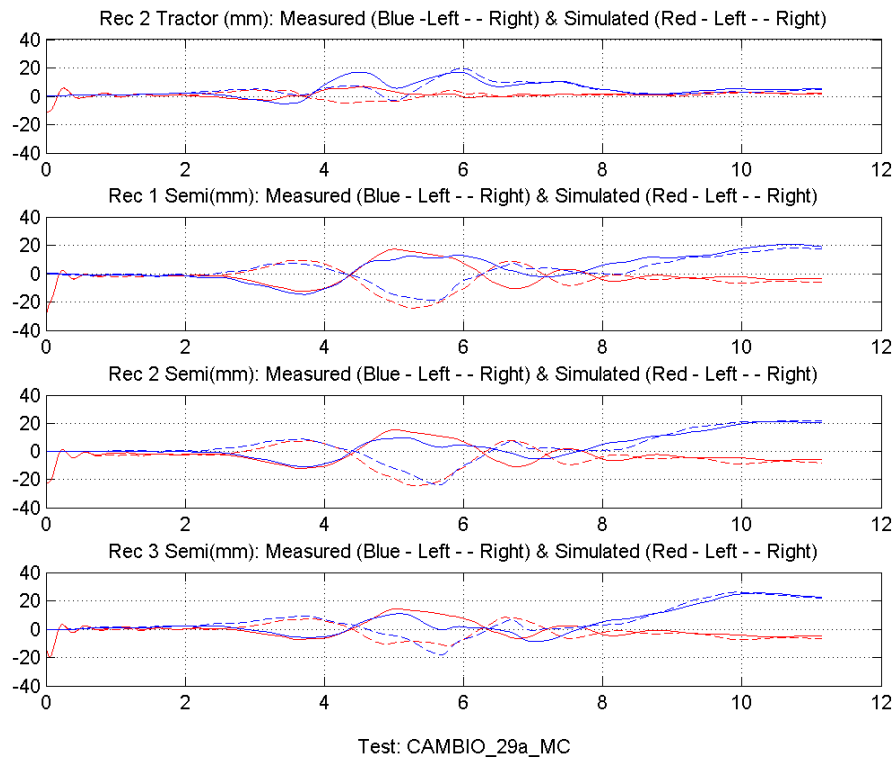


figura 267 Recorridos de la suspensión:CC, T29, (49 km/h), f.d.ll. 50%, sin vuelco

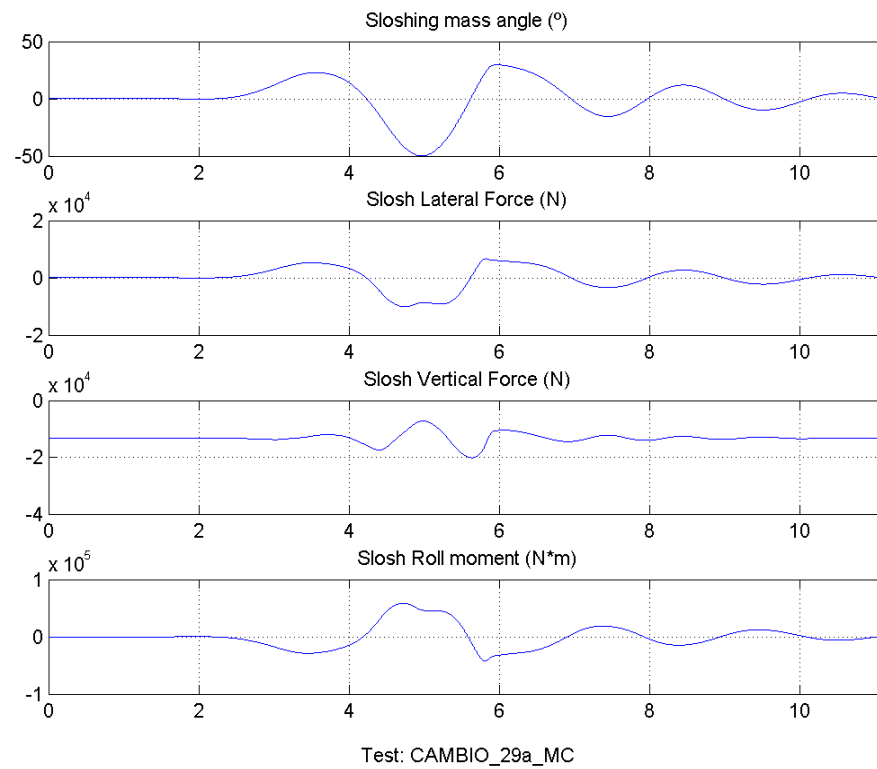


figura 268 Fuerzas del oleaje en el ensayo: CC, T29, (49 km/h), f.d.IL. 50%, sin vuelco

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
4,6	9,2	10,3	6,8	7,6	10,2

Tabla 62. Errores en la maniobra CC, T28, (49 km/h), f.d.IL. 50%, con vuelco[%]

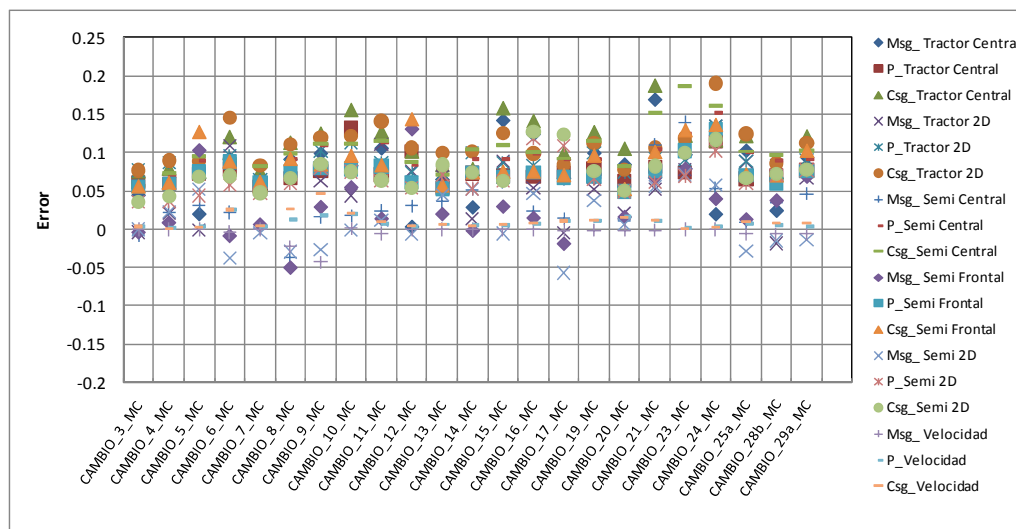


figura 269 Error en Magnitud, fase y combinado en las maniobras CC, f.d.IL. 50%

7.4.1.1.11 Maniobra de doble cambio de carril a media carga (50% f.d.ll)

En este caso, se muestran el resultado obtenido para dos de los ensayos, el primero en el que se producía el levantamiento de las ruedas interiores del semirremolque, pero que no llegaba a apoyar el dispositivo antivuelco (E12) y el siguiente en la serie, que si llegaba a alcanzar la situación de vuelco (E13) a 41 km/h, con los tanques parcialmente llenos al 50%.

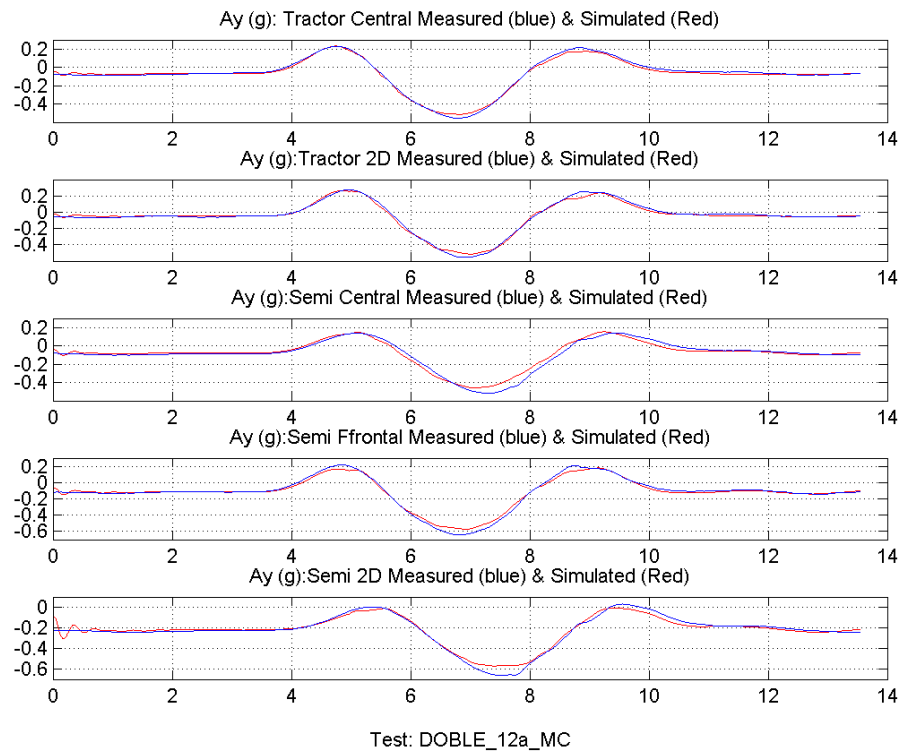


figura 270 Aceleración lateral: DCC, f.d.ll 50% y $V=40$ km/h, sin vuelco

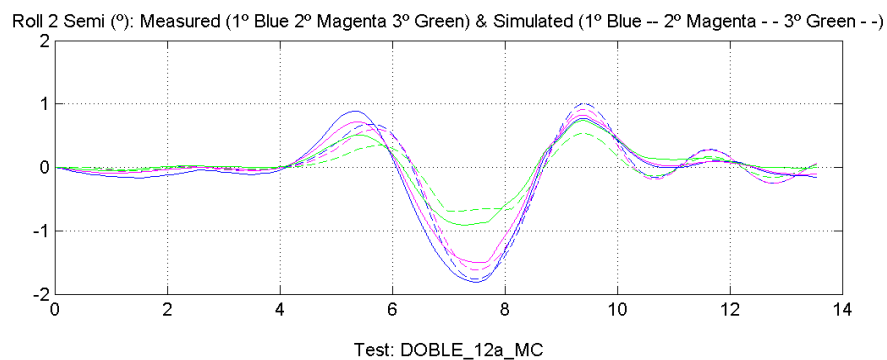


figura 271 Ángulos de balanceo: DCC, f.d.ll 50% y $V=40$ km/h, sin vuelco

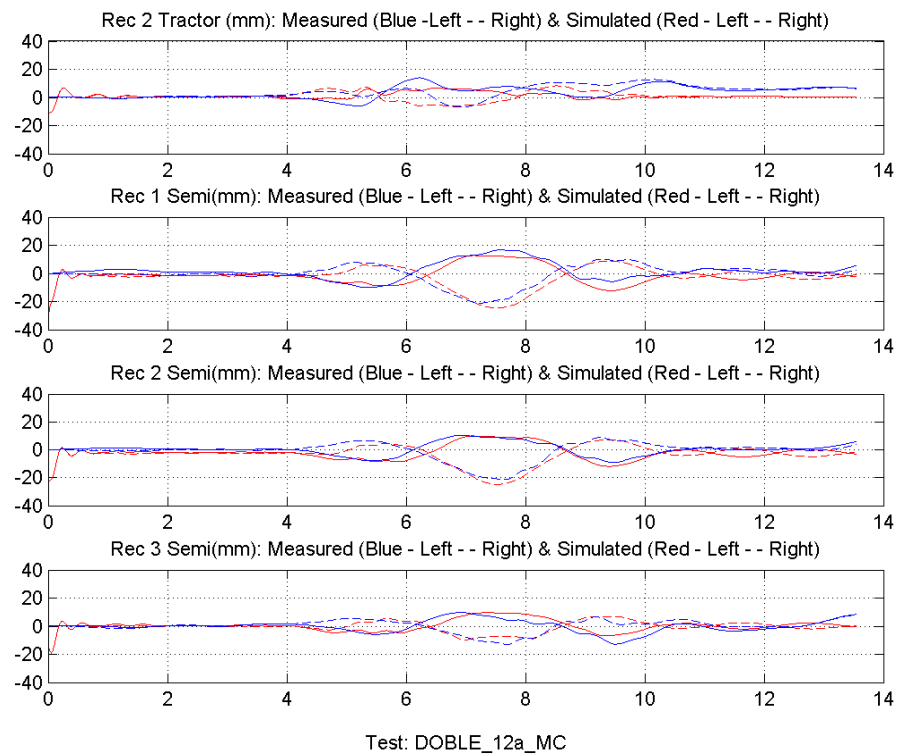


figura 272 Recorridos de la suspensión: DCC, f.d.1l 50% y $V=40$ km/h, sin vuelco

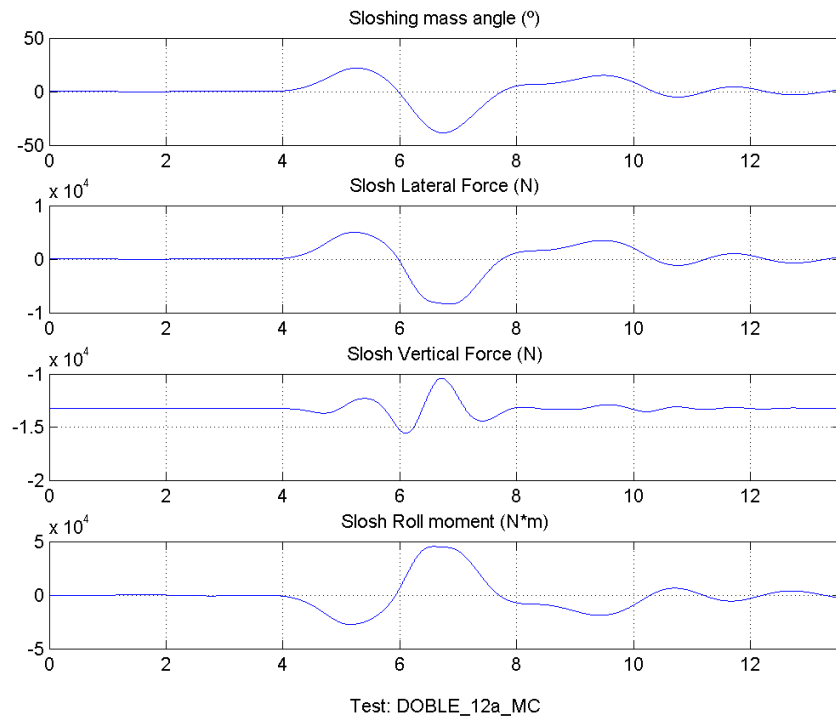


figura 273 Fuerzas del oleaje en el ensayo: DCC, f.d.1l 50% y $V=40$ km/h, sin vuelco

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
5,3	6,2	8,1	3,9	4,0	5,5

Tabla 63. Errores en la maniobra: DCC, f.d.l 50% y $V=40$ km/h, sin vuelco[%]

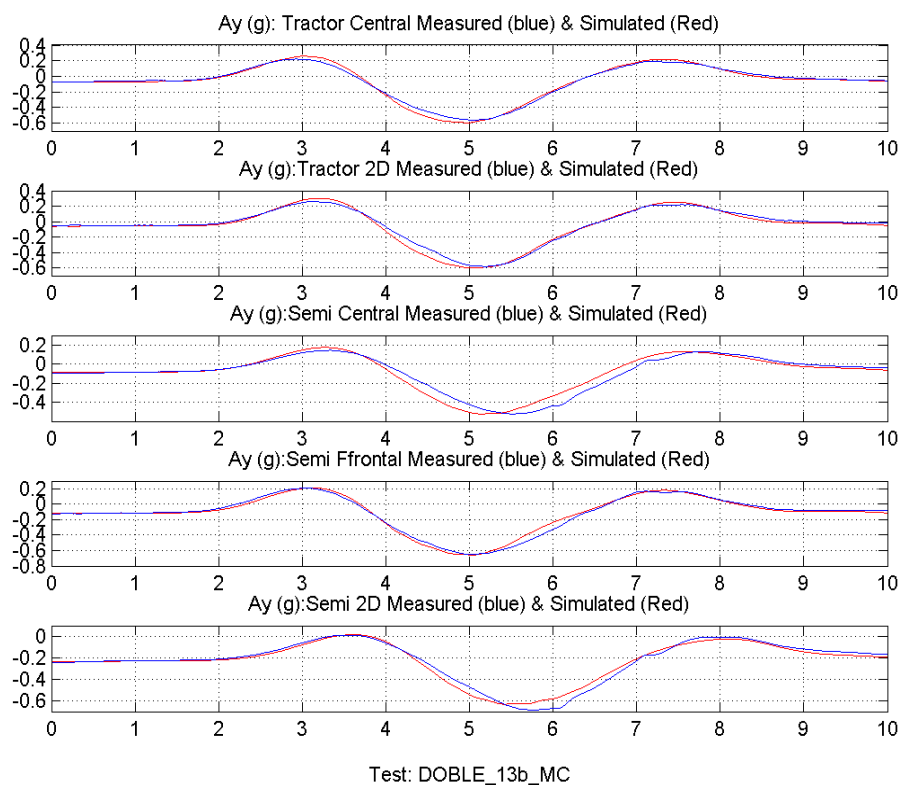


figura 274 Aceleración lateral: DCC, f.d.l 50% y $V=41$ km/h, con vuelco

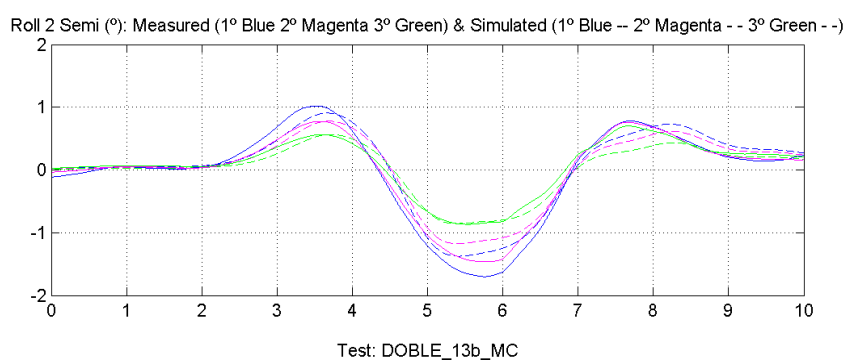


figura 275 Ángulos de balanceo: DCC, f.d.l 50% y $V=41$ km/h, con vuelco

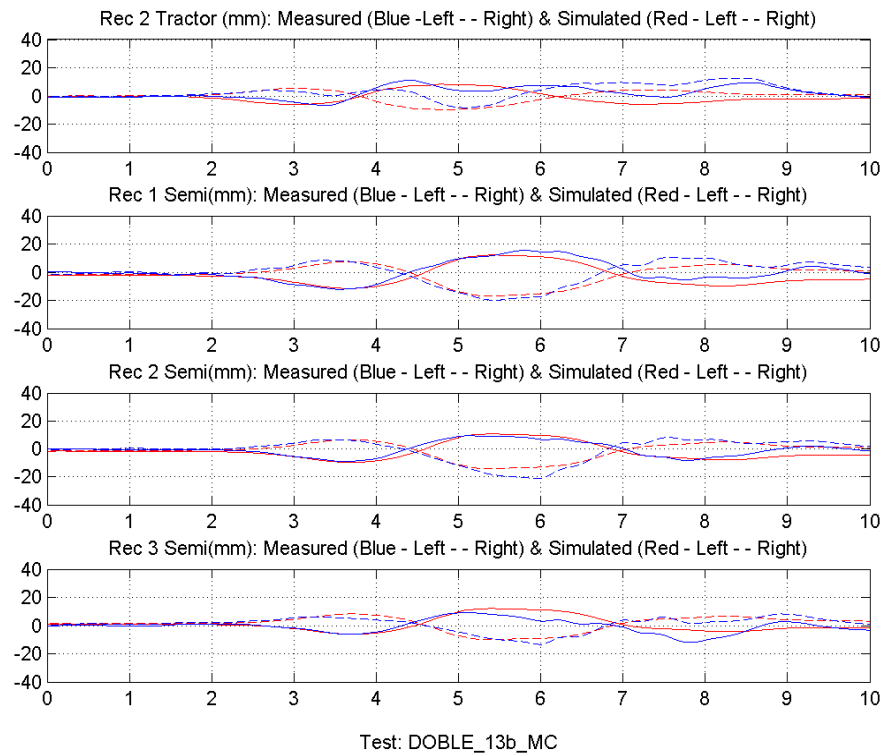


figura 276 Recorridos de la suspensión: DCC, f.d.ll 50% y $V=41$ km/h, con vuelco

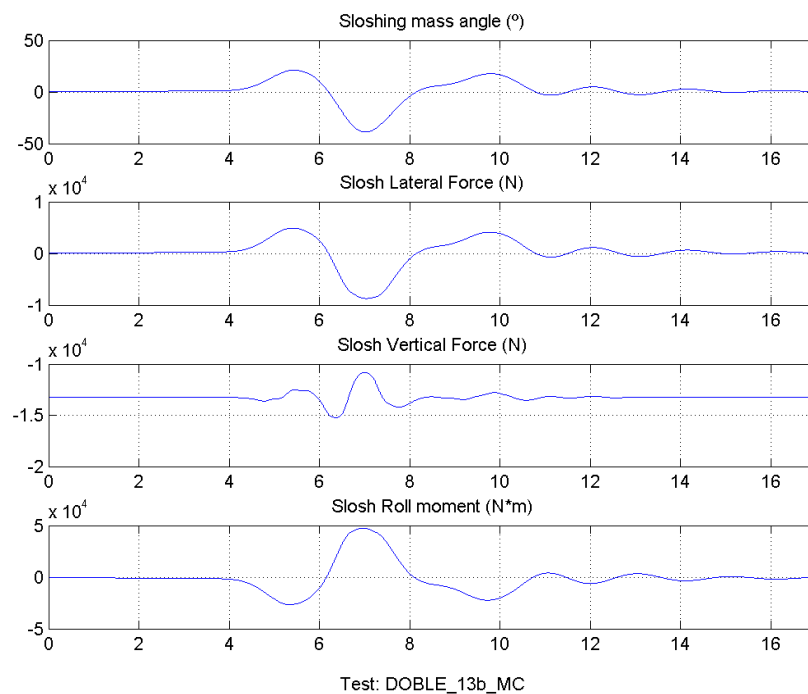


figura 277 Fuerzas del oleaje en el ensayo: DCC, f.d.ll 50% y $V=41$ km/h, con vuelco

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
1,5	7,6	7,8	2,8	5,5	6,2

 Tabla 64. Errores, DCC, f.d.11 50% y $V=41$ km/h, con vuelco [%]

Como se puede apreciar en las gráficas y por los valores de correlación, el error de la simulación es reducido.

Para el resto de ensayos los errores de las variables medidas en el semirremolque están generalmente por debajo del 15%; tan solo en tres maniobras se obtienen errores mayores.

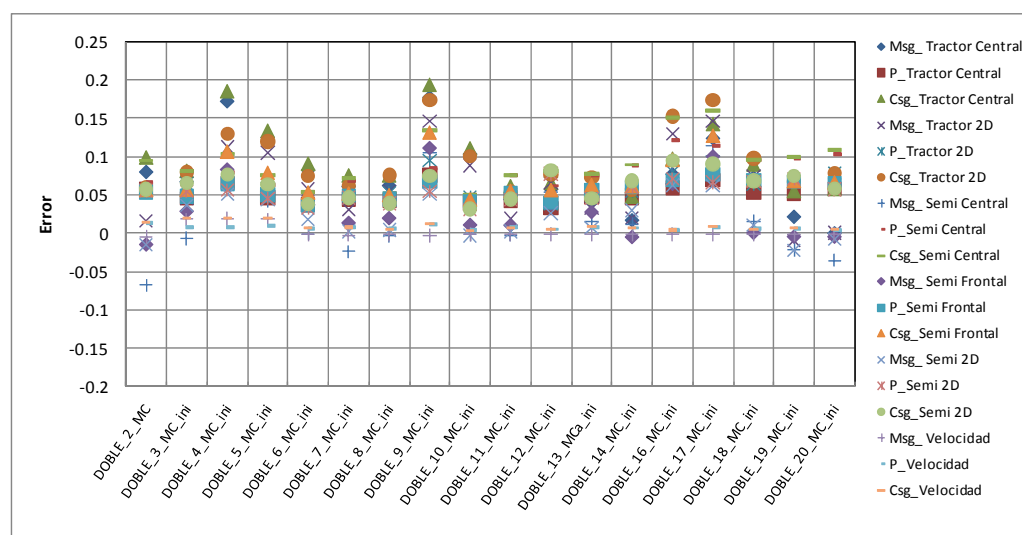


figura 278 Error en magnitud, fase y combinado. DCC, f.d.11. 50%

7.4.1.1.12 Maniobra de slalom a media carga (50% f.d.11)

Finalmente, se muestran los resultados obtenidos con el modelo, primeramente en la maniobra de slalom, realizada a 33 km/h (T15), que corresponde a la inmediata anterior a la que producía el levantamiento de las ruedas del vehículo y posteriormente los obtenidos en otra maniobra con vuelco (T19 a 35 km/h)

Como se ha comentado previamente, el ajuste es algo peor para este tipo maniobra, aunque sí se consigue reproducir convenientemente el comportamiento conjunto del vehículo y su carga líquida.

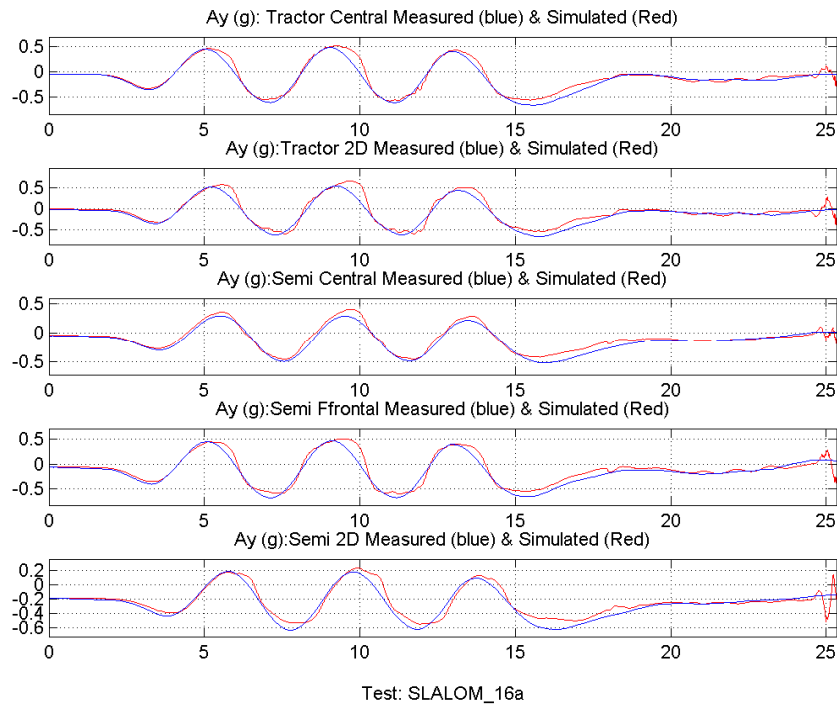


figura 279 Aceleración lateral: SLA, f.d.ll 50% y $V=33$ km/h, sin vuelco

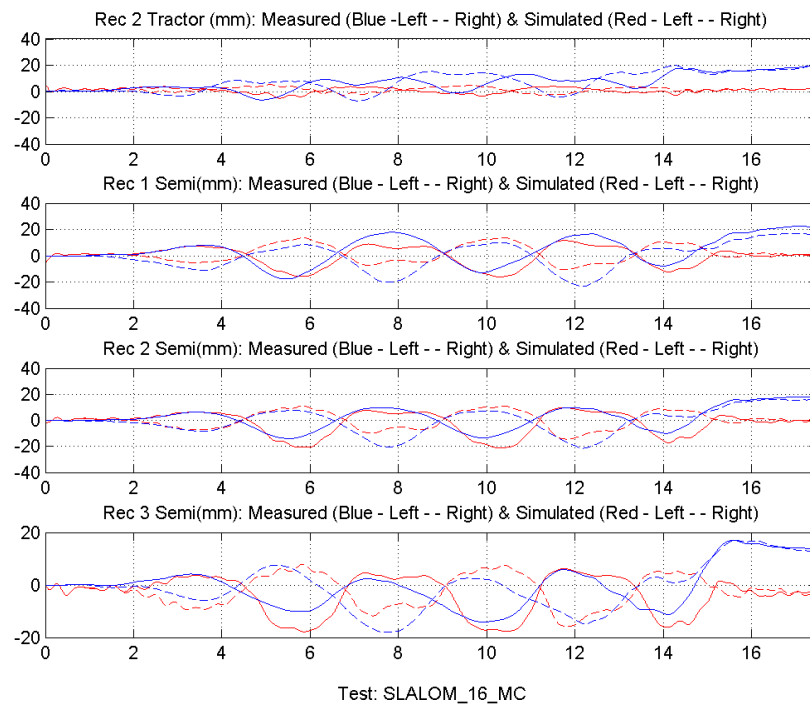


figura 280 Recorridos de la suspensión: SLA, f.d.ll 50% y $V=33$ km/h,, sin vuelco

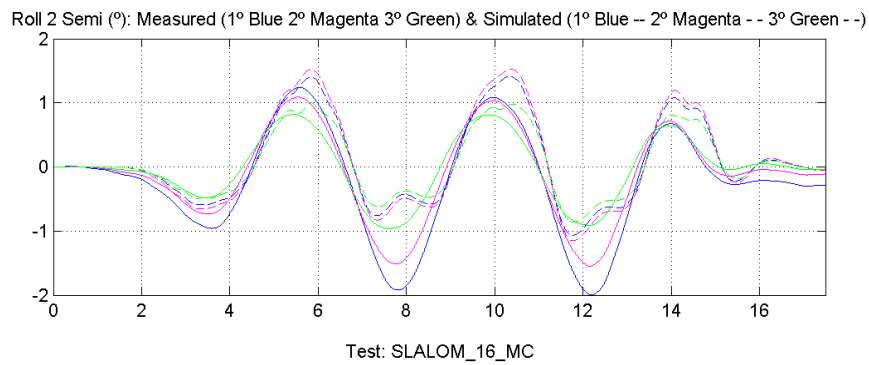


figura 281 Ángulos de balanceo: SLA, f.d.ll 50% y $V=33$ km/h, sin vuelco

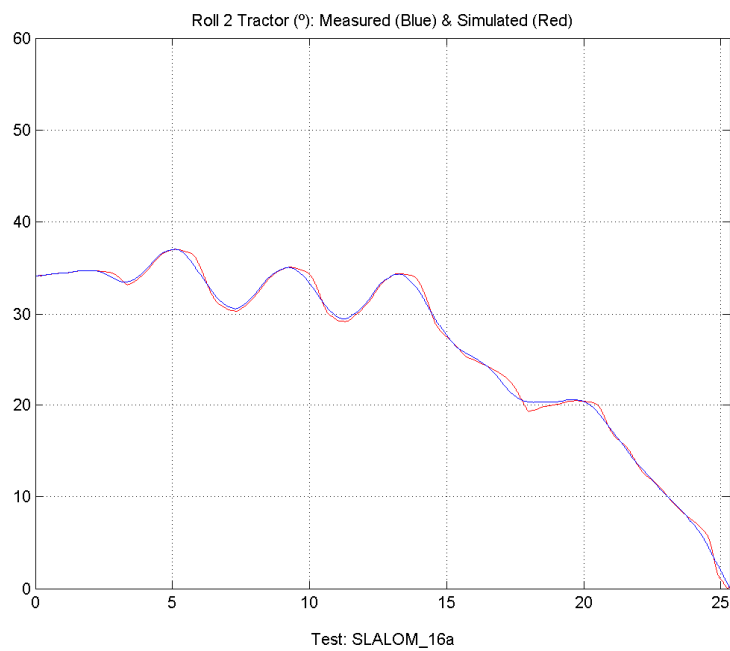


figura 282 Velocidad: SLA, f.d.ll 50% y $V=33$ km/h, sin vuelco

En este caso el error cometido con el modelo es:

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
-1,12	6,69	6,78	6,91	4,37	8,18

Tabla 65. Errores, SLA, f.d.ll 50% y $V=33$ km/h, sin vuelco[%]

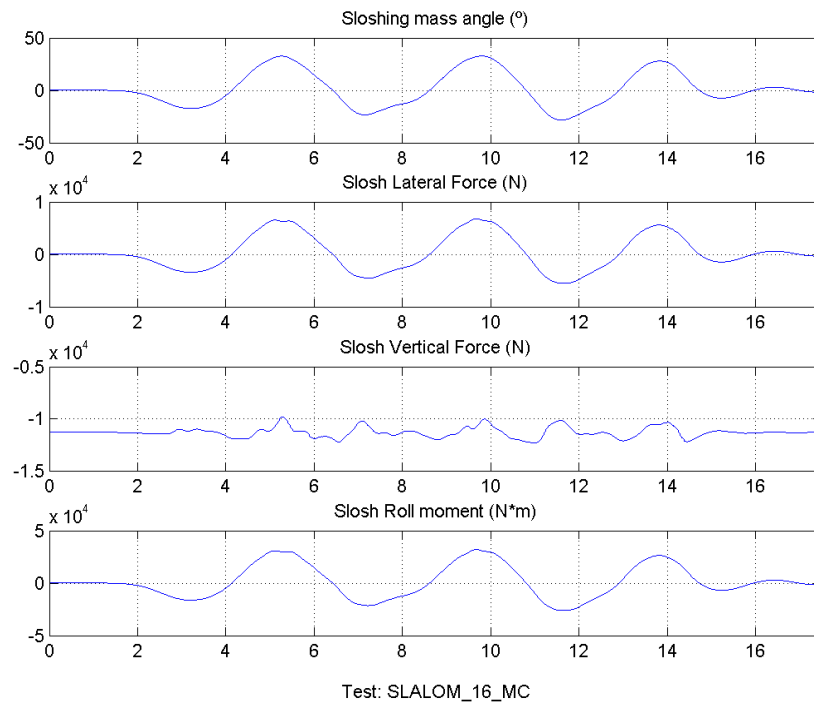


figura 283 Ángulos de balanceo: SLA, f.d.1l 50% y $V=33$ km/h, sin vuelco

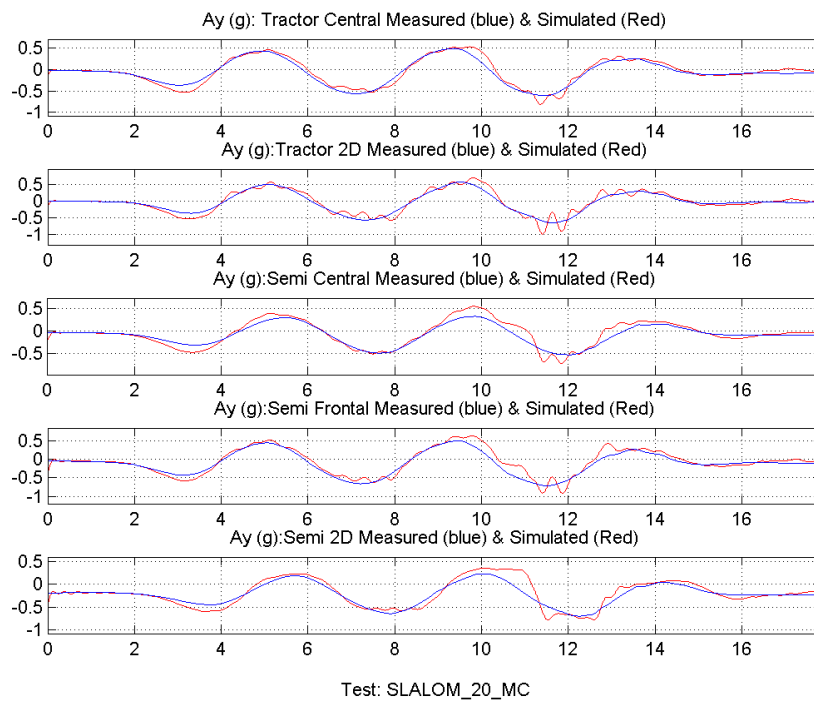


figura 284 Aceleración lateral: SLA, f.d.1l 50% y $V=35$ km/h, con vuelco

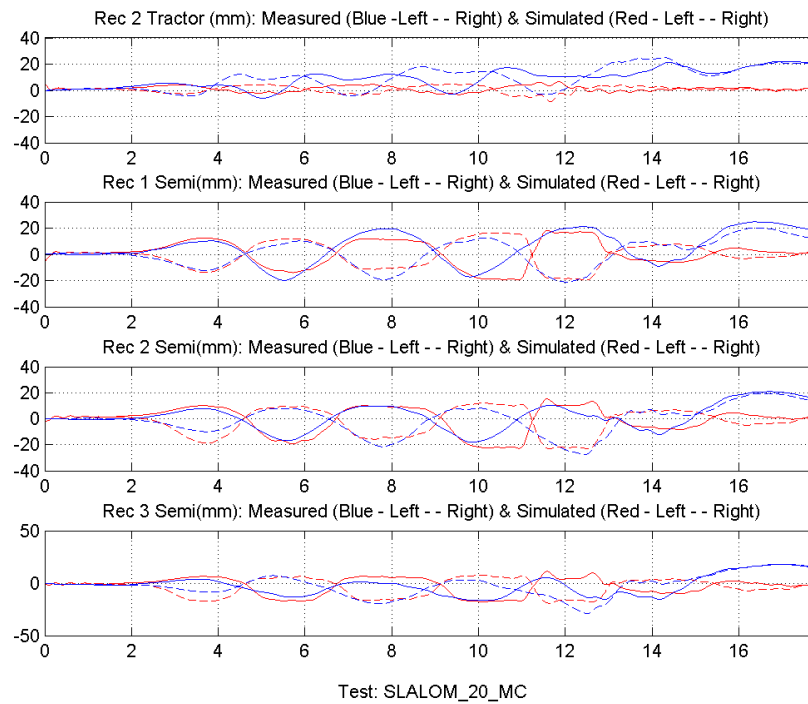


figura 285 Recorridos de la suspensión: SLA, f.d.1l 50% y $V=35$ km/h,, con vuelco

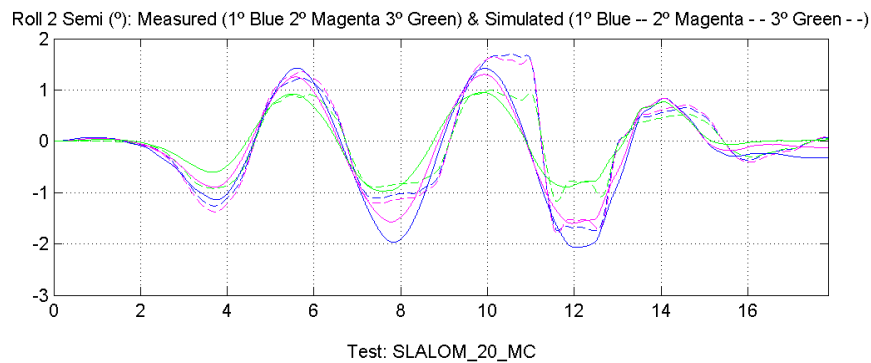


figura 286 Ángulos de balanceo: SLA, f.d.1l 50% y $V=35$ km/h, con vuelco

Para este ensayo, el error cometido con el modelo es:

Msg_Semi Central	P_Semi Central	Csg_Semi Central	Msg_Semi Frontal	P_Semi Frontal	Csg_Semi Frontal
-7,2	5,5	9,1	0,7	4,7	4,7

Tabla 66. Errores, SLA, f.d.1l 50% y $V=33$ km/h, con vuelco[%]

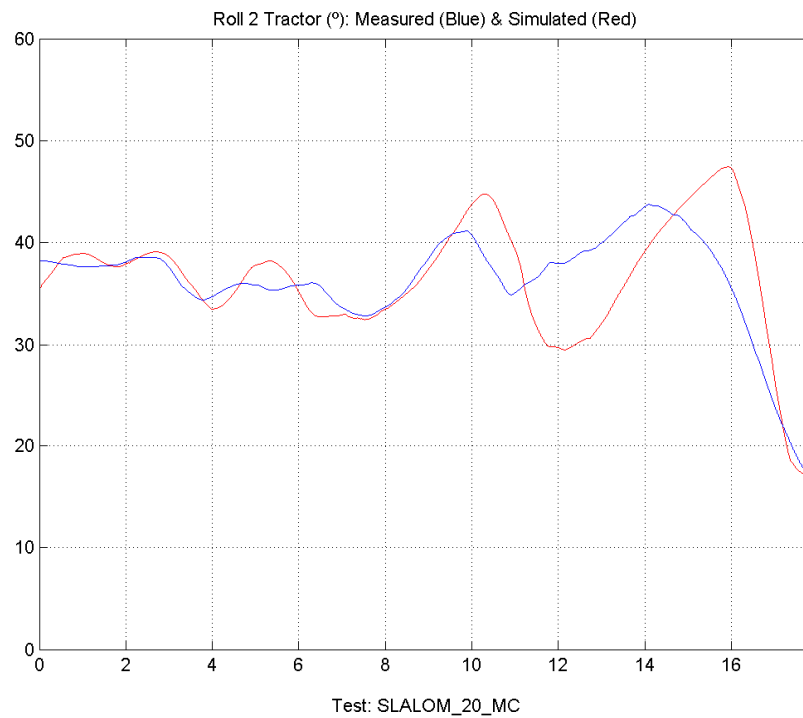


figura 287 Velocidad: SLA, f.d. ll 50% y $V=35$ km/h, con vuelco

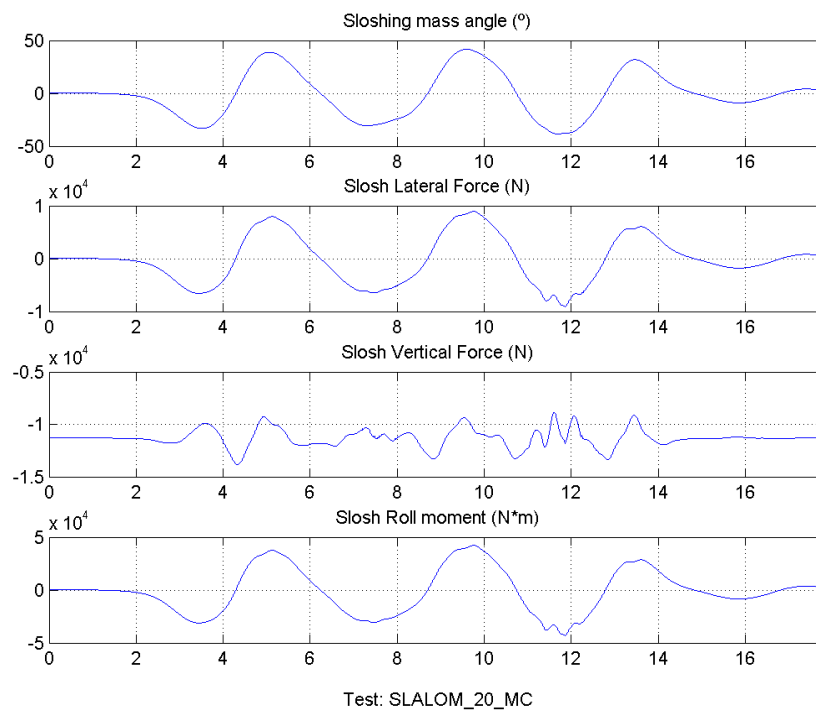


figura 288 Fuerzas de la masa de líquido: SLA, f.d. ll 50% y $V=35$ km/h, con vuelco

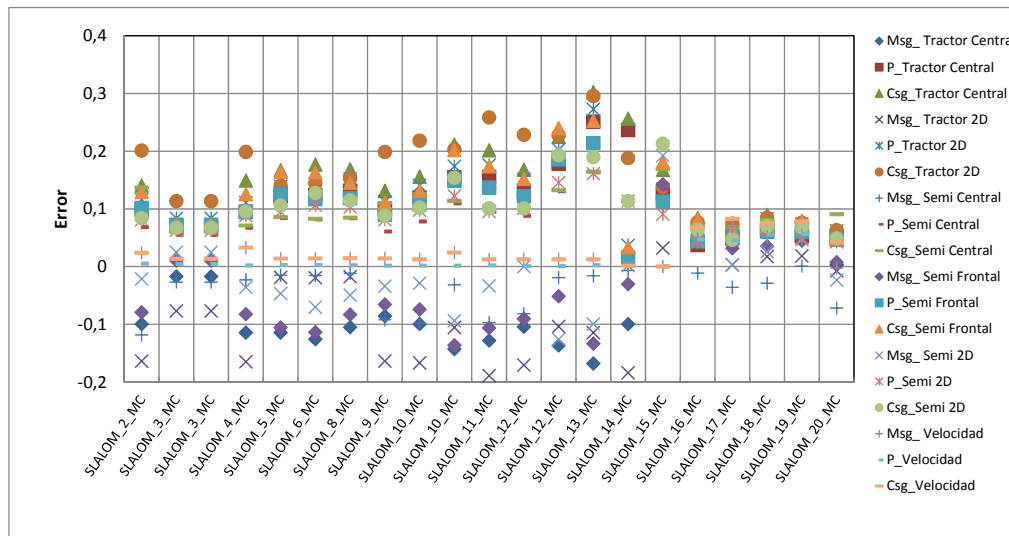


figura 289 Error en magnitud, fase y combinado. Slalom, f.d.l. 50%

En esta maniobra hubo problemas en la medida de la velocidad, como se ha comentado previamente, por lo que sólo se han mostrad los resultados de las métricas de validación de los últimos seis ensayos. Además, como se puede apreciar en las gráficas de velocidad, la señal medida presenta grandes variaciones, en parte debidas a la ubicación del sensor, lo que ha motivado que el error obtenido sea mayor, con un error promedio de las aceleraciones del semirremolque del 18%.

Si en vez de la señal de velocidad medida, se introduce como entrada en el modelo la velocidad de consigna, los errores se reducen a un promedio del 6,8%, como se puede apreciar en la gráfica anterior y en la gráfica de aceleraciones del mismo ensayo (figura 290), para los últimos ensayos (16-20), en los que se iniciaba el despegue de las ruedas y/o se producía el vuelco del vehículo.

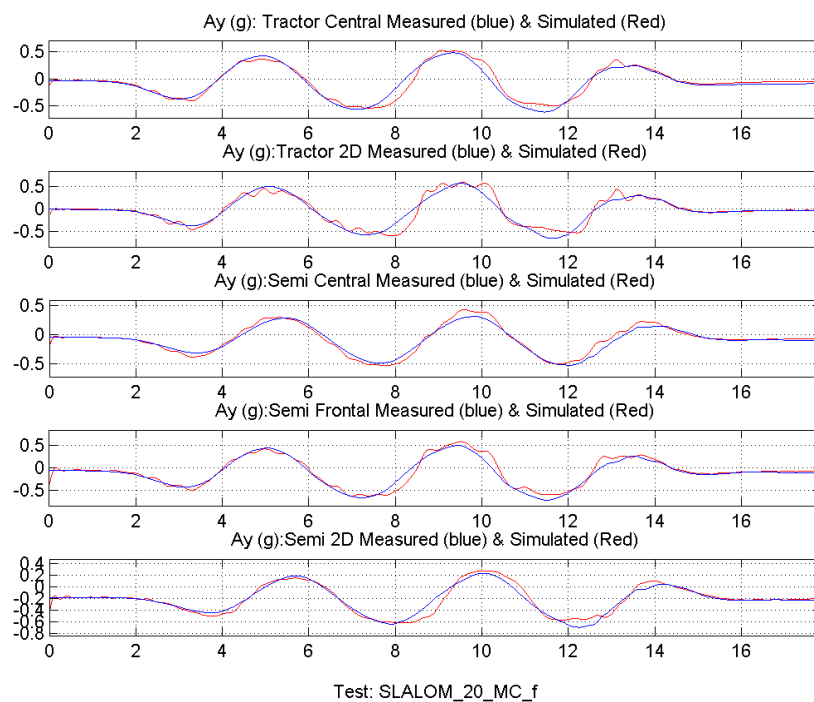


figura 290 Aceleración lateral: SLA, f.d.l 50% y $V=35$ km/h fija, con vuelco

7.4.1.2 INFLUENCIA DE FACTORES EXTERNOS EN EL ERROR

En este apartado se describe la posible influencia en el resultado obtenido con las métricas de validación empleadas, de factores ajenos al vehículo, como puede ser la pendiente longitudinal de la pista de ensayo, la pendiente lateral, coeficiente de adherencia, etc.

Para ello, se ha utilizado el modelo propuesto, reproduciendo siempre una maniobra de doble cambio de carril (NATO), realizada a 60 km/h, variando únicamente los factores externos.

	Msg	Psg	Csg
0% 1%	-0.3	0.6	0.7
0% 2%	0.0	1.0	1.0
0% -1%	-0.3	0.4	0.5
0% -2%	-0.5	0.8	1.0

Tabla 67. Influencia de la pendiente longitudinal [%]

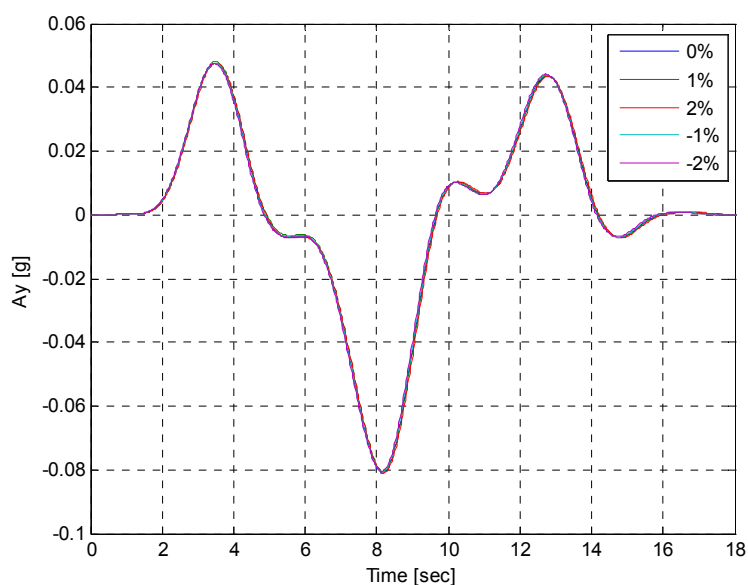


figura 291 Influencia de la pendiente longitudinal

Como se puede apreciar en la gráfica anterior, aun siendo pequeña la variación de la pendiente, se produce una pequeña variación en la aceleración lateral que hace que presente un error combinado del 1.3%, para un 1% de variación de la pendiente, y del 3.75%, para una variación del 2%.

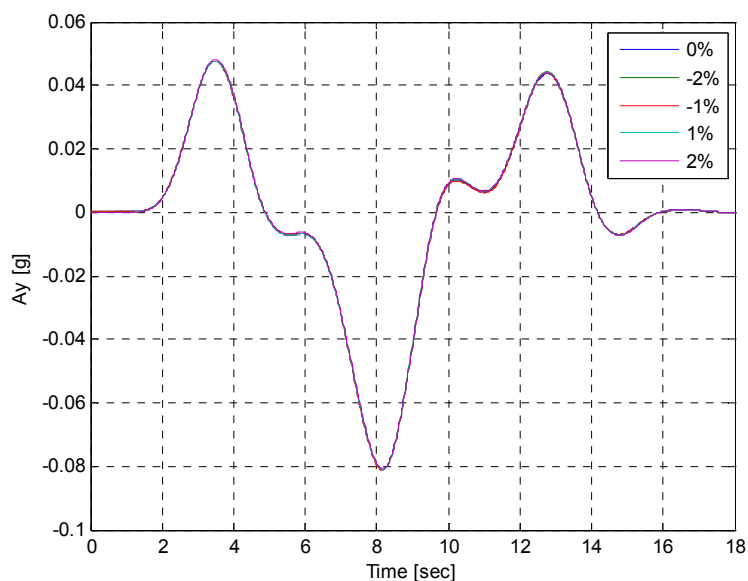


figura 292 Influencia de la pendiente lateral

	Msg	Psg	Csg
0% -2%	0,2	0,2	0,3
0% -1%	0,2	0,2	0,3
0% 1%	0,2	0,2	0,3
0% 2%	0,0	0,4	0,4

Tabla 68. Influencia de la pendiente lateral [%]

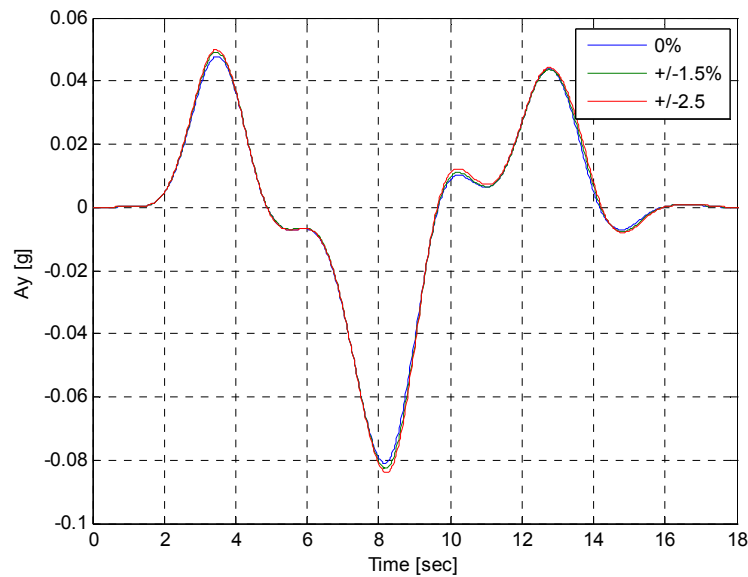


figura 293 Influencia del peralte del carril

	Msg	Psg	Csg
0% -2%	1,8	0,7	1,9
0% 2%	3,5	1,1	3,6

Tabla 69. Influencia del peralte del carril [%]

7.4.1.3 CONCLUSIONES DE LA VALIDACIÓN DEL MODELO

A la vista de los resultados mostrados en los apartados anteriores, se puede concluir que el modelo propuesto reproduce convenientemente el comportamiento real del vehículo, incluida la inter-acción de la carga líquida.

Se puede apreciar una alta reproductibilidad (salvo en algunos ensayos) de los valores de aceleración lateral, ángulos de balanceo y recorridos de la suspensión, incluso en maniobras agresivas, donde los esfuerzos en los neumáticos son altos y se producía el despegue de las ruedas y posterior apoyo del dispositivo de protección antivuelco.

Lógicamente, los menores errores se producen en las maniobras en vacío y a plena carga, siendo ligeramente mayores en las maniobras con llenados parciales, situando en el 8%, por lo que el modelo propuesto se considera adecuado para evaluar el comportamiento lateral del vehículo.

Error Combinado Promedio	Csg promedio
Maniobras en vacío	7,1
Maniobras al 50% f.d.11	8,7
Maniobras al 100% f.d.11	8,5

Tabla 70. Error combinado promedio. F.d.11. 0-50-100% [%]

Tipo de Maniobra	0% F.d.11.	50%% F.d.11	100%% F.d.11	Promedio
CIRCULAR	3,1	11,2	5,3	6,5
DCC	6,3	7,5	10,1	8,0
CC	6,4	9,4	8,2	8,0
SLALOM	12,6	11,02	10,3	11,3

Tabla 71. Error combinado por maniobra y F.d.11. [%]

En función del tipo de ensayo, el que mayor error presenta es el correspondiente a las maniobras de slalom, seguido del cambio de carril, debido principalmente a:

- La influencia del sistema de dirección es mayor, en especial el guiado por compresión.
- Existe una mayor variación en los ángulos de deriva de las ruedas, altamente influenciado por el modelo del neumático.
- Mayor variación de la velocidad del vehículo, que es una de las señales de entrada del modelo.
- En los casos de vuelco, el apoyo de las ruedas del dispositivo antivuelco se ha reproducido con un contacto puntual, evaluando el valor de su fuerza vertical y trasversal como un muelle, con rigidez lineal.

7.5 COMPARACIÓN ENTRE MANIOBRAS

7.5.1 INFLUENCIA DEL RADIO EN LAS MANIOBRAS CIRCULARES.

En la diferente normativa sobre procedimientos de ensayo para evaluar la estabilidad lateral de los vehículos, con maniobras cuasi-estáticas analizada en el capítulo 4, se indica que la trayectoria a emplear, puede tener un radio mínimo, comprendido entre 30 a 35 m de valor mínimo, hasta un máximo de 300 m.

Con el objetivo de evaluar la influencia del radio, en el umbral de vuelco del vehículo, se han realizado diferentes simulaciones empleando el modelo de simulación propuesto, con la condición de carga más desfavorable para ésta

maniobra, llenado completo, variando el radio de la trayectoria a seguir desde 17 m, hasta 180m.

En la siguiente figura, se muestra la aceleración lateral en función del ángulo de vuelco, para todas las maniobras reproducidas. Como se puede apreciar, la aceleración lateral que produce el vuelco es muy similar en todas ellas ($a_{y_promedio}=0,408$ g, $\sigma=0,00484$), al igual que el ángulo de balanceo en el umbral ($(\theta_{x_promedio}=5,253^\circ$, $\sigma=0,0321$).

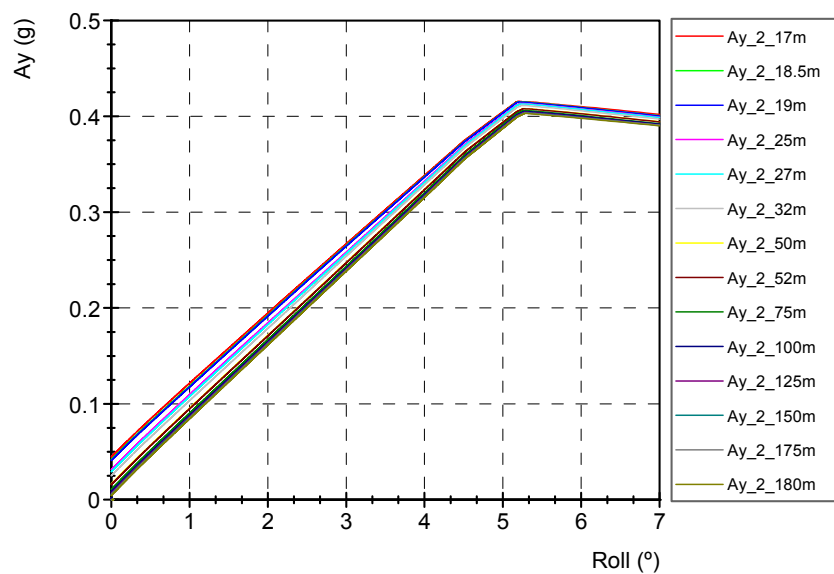


figura 294 Aceleración lateral frente al ángulo de balanceo.

No obstante, aun siendo una variación muy pequeña, se ha representado los valores de aceleración lateral y ángulo de vuelco en función del radio de la trayectoria (figura 296). Como se puede apreciar, el valor máximo de aceleración lateral se produce en la maniobra de menor radio, mientras que el mínimo se obtiene en la de mayor. El ángulo de balanceo en el umbral de vuelco sigue la tendencia inversa.

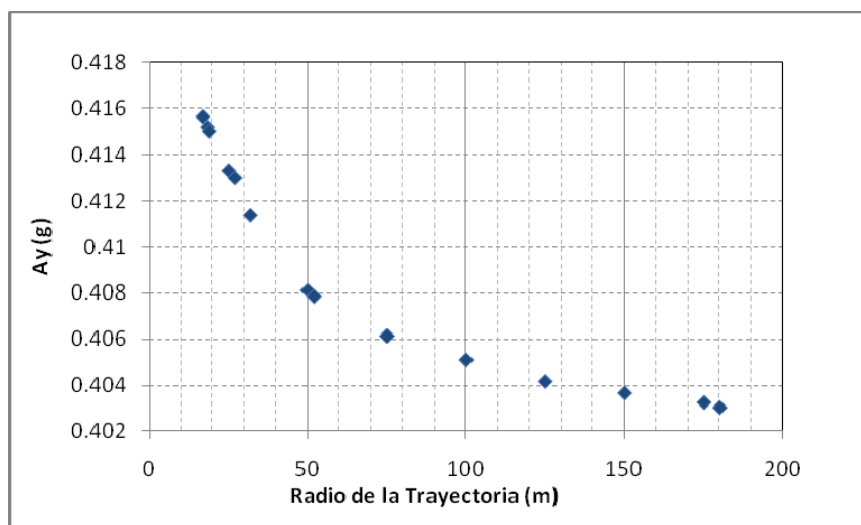


figura 295 Variación de la aceleración en función del radio de la trayectoria

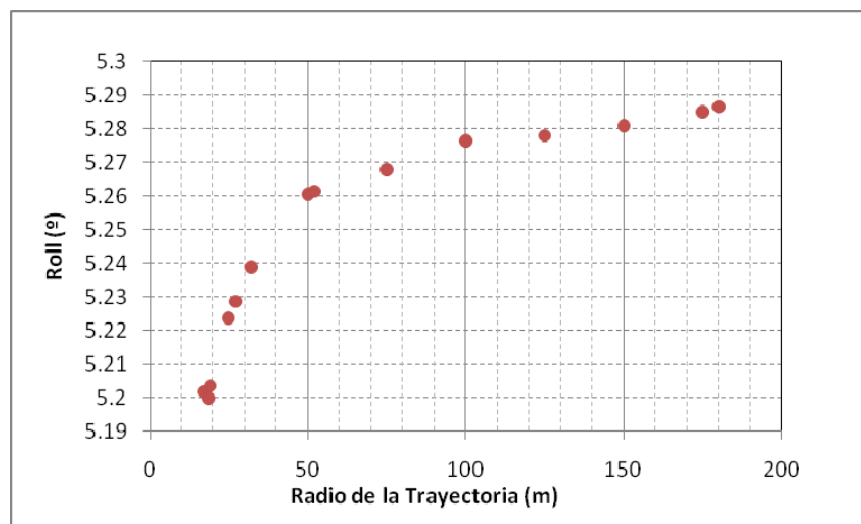


figura 296 Variación del ángulo en función del radio de la trayectoria

De manera similar a cómo se ha realizado en los ensayos, se ha empleado como indicador de vuelco, el apoyo del dispositivo adicional de seguridad, representándose la variación de su altura en función de la velocidad de circulación, pero se ha definido el valor del umbral de vuelco, como el correspondiente al momento en el que se anulan las reacciones en las ruedas interiores.

Como se puede apreciar, para radios mayores de 180 m, la velocidad de vuelco es superior a 100 km/h, situación poco realista para los vehículos de grandes dimensiones.

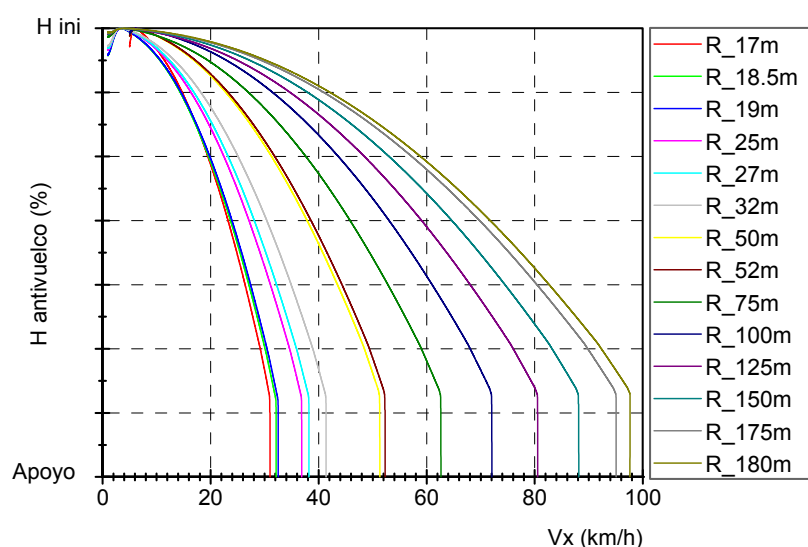


figura 297 Velocidad de vuelco

Aunque el umbral de vuelco del vehículo cambia ligeramente, su variación es muy pequeña ($0,013g$, $\pm 1.5\%$), por lo que no se invalidan los resultados obtenidos con radios de giro más pequeños.

Esto presenta dos ventajas fundamentales:

1. Disminuye el requerimiento de espacio de la pista de pruebas.
2. Disminuye la velocidad de circulación del vehículo durante la prueba, lo cual posibilita distancias de frenado menores y permite unos tiempos de respuesta mayores. Además, la energía cinética puesta en juego es menor, lo que potencialmente incrementa el nivel de seguridad general de la sistemática de ensayo.

El principal inconveniente que presenta es que, los ángulos de deriva de los neumáticos son mayores, aumentando el desgaste de los mismos.

7.5.2 COMPARACIÓN ENTRE MANIOBRAS DE ESQUIVA

Los ensayos de doble cambio de carril simulan una maniobra de emergencia para evaluar el comportamiento dinámico del vehículo. Se asume que, cuanto más controlable y seguro sea un vehículo, más probabilidad de que los ocupantes del mismo eviten un accidente, en tales circunstancias.

La tipología de vehículo considerada, con una alto centro de gravedad, hace que, en éstas maniobras, los valores de aceleración lateral alcanzados, puedan inducir el vuelco del mismo.

Del análisis realizado en el estado del arte, las maniobras de doble cambio de carril, comúnmente empleadas, incluyen la de la norma ISO 3888, parte 1 y 2, la Consumers Union Short Course (CUSC), la NATO AVTP 03-160W y en la Test Operations Procedure (TOP 2-2-609).

Se han definido las dimensiones de los corredores, en base a las dimensiones del vehículo, conforme a la figura 29. Para la definición de las dimensiones de la maniobra recogida en la norma (TOP 2-2-609), se han considerado las dos opciones: el radio de giro mínimo interior y exterior, según se indica en la normativa de masas y dimensiones de los vehículos [56], que son 5,3 m y 12,5 m.

En el caso de la maniobra definida en CUSC, el ancho del pasillo inicial es inferior al ancho del vehículo, por lo que para su aplicación en vehículos de grandes dimensiones, sería necesario redefinir sus dimensiones.

En la figura 298, se ha representado la aceleración lateral frente al ángulo de balanceo del vehículo, obtenido para cada una de las maniobras realizadas. Sobre las distintas curvas, se ha señalado el umbral de vuelco, instante en el que se produce el apoyo del dispositivo de seguridad. Además, se ha marcado los valores obtenidos en las maniobras circulares con 17 y 180 metros de radio.

Como se puede apreciar, tanto los valores de aceleración, como de ángulo de vuelco del umbral de vuelco, están muy próximos, con un valor promedio de 0,419 g de aceleración y 5,95° de ángulo de balanceo, aunque existe una leve diferencia en el valor de la desviación estándar ($\sigma_{ay}=0,02$ y $\sigma_b=0,277$), dependiendo del tipo de maniobra simulada.

De manera general, el umbral de vuelco es menor en aquellas maniobras que presentan corredores más amplios y, por tanto, menor curvatura y mayor velocidad de paso, como son las definidas en la NATO e ISO-1 y los cambios simples de carril, mientras que en aquellas maniobras con mayor curvatura y menor velocidad de realización, el umbral de vuelco es mayor.

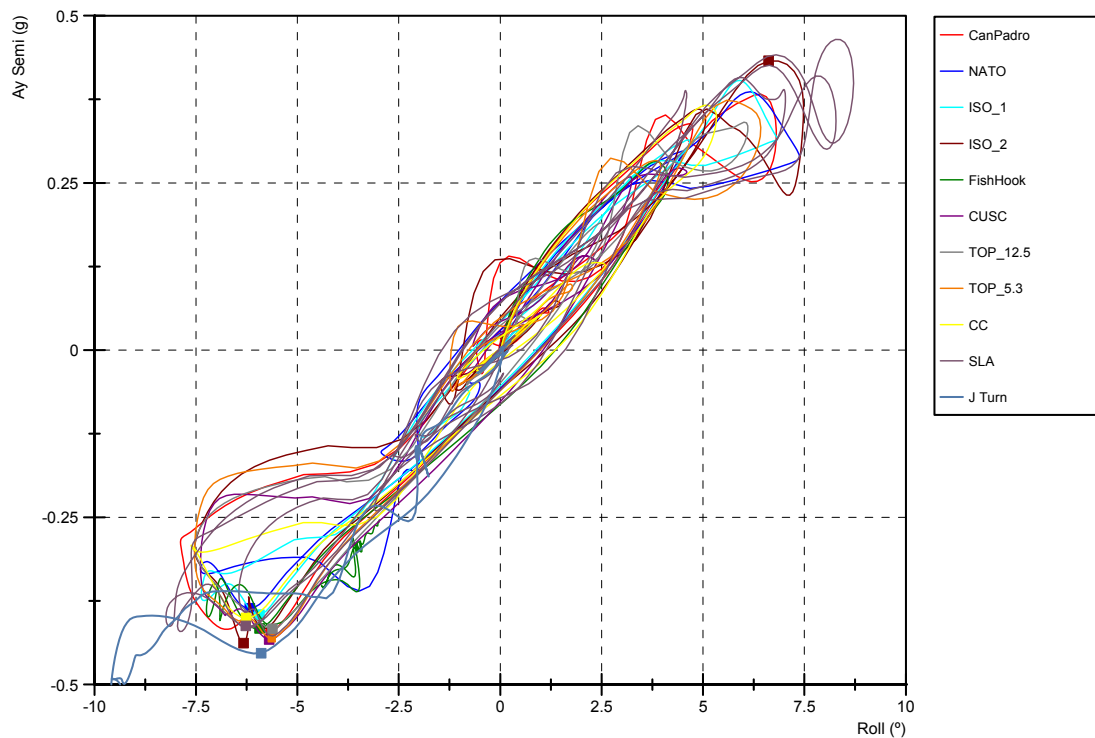


figura 298 Aceleración frente a ángulo de balanceo en las maniobras dinámicas

	Ay (g)	Roll (°)	V (km/h)
CanPadro	0,422	5,658	39,6
NATO	0,386	6,173	89,4
ISO 1	0,396	5,940	82,8
ISO 2	0,438	6,328	39,5
Fishhook	0,416	5,932	36,7
CUSC	0,433	5,698	30,3
TOP_12.5	0,417	5,614	54,5
TOP 5.3	0,431	5,633	34,8
CC	0,400	6,267	50,9
SLA	0,412	6,276	33,5
J Turn	0,453	5,895	40,3
C_17	0,416	5,202	30,95
C_180	0,403	5,287	97,49
Tilt Table	0,451	4,722	

Tabla 72. Umbral de vuelco en las maniobras de DCC (Valor absoluto), f.d.l. 100%

Como se puede apreciar, el umbral de vuelco en todos los casos, excepto la maniobra J-Turn, es menor que el correspondiente al ensayo sobre plataforma de estabilidad ($\tan\theta$), valores que concuerdan con las afirmaciones realizadas por Delanne et al (2003) [48], obteniéndose una variación comprendida entre el 3% al 14%.

	Roll (°)	Ay (g) [tanθ]	Ay (g) [senθ]
R111	-21.49	0,394	0.366
R111 Mod.	23.8	0,441	0.404
Multibody	-24.3	0,451	0.411

Tabla 73. Umbral de vuelco cuasi-estático en plataforma, f.d.ll. 100%

Sin embargo, si para determinar el valor de la aceleración lateral simulada en el ensayo sobre plataforma, se emplea la función seno, en vez de la tangente, como es comúnmente utilizada, se obtiene un valor más cercano al umbral promedio obtenido en las distintas maniobras (0,419 g).

Además, se observa que el valor así obtenido (0,411 g), hace que todas las maniobras cuya velocidad de circulación es superior a 41,34 km/h (C_32), tiene un umbral de vuelco inferior a éste, mientras que en todas las maniobras cuya velocidad de circulación sea inferior, tendrán un umbral de vuelco mayor.

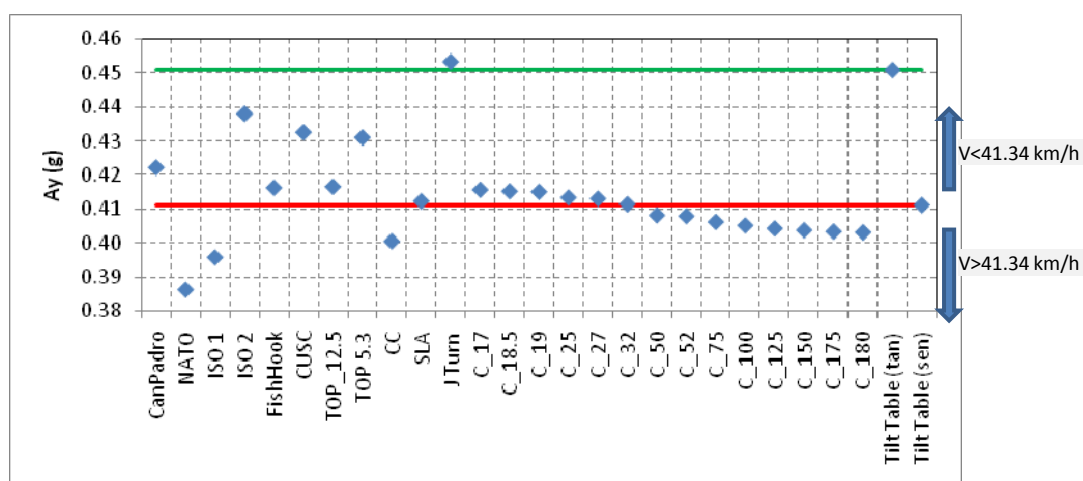


figura 299 Umbral de vuelco en todas las maniobras simuladas con f.d.ll. 100%

Si se toma este valor como referencia, la variación que se obtiene en el umbral de vuelco en todas las maniobras, a excepción de la J-Turn, está por debajo del 7%, con una desviación estándar del 1,9%

En el caso del factor de llenado del 50%, el valor del ángulo de vuelco obtenido en el ensayo sobre plataforma es mayor, por las razones expuestas en el punto 5.2.

Si se emplea el mismo criterio de comparación del umbral de vuelco en aceleración (seno y coseno), se observa cómo el patrón definido anteriormente se modifica ligeramente, no mostrando una tendencia clara entre umbral de vuelco y velocidad de realización de la maniobra. De manera general, las que menor umbral

de vuelco han presentado, son las de mayor velocidad, a excepción de la ISO 1 y la TOP 12.5.

De manera similar al de la sección llena, el umbral de vuelco determinado como el seno del ángulo de la plataforma se sitúa más cerca de los umbrales dinámicos, por lo que aun presentando una mayor dispersión, sigue siendo un valor de referencia de fácil determinación y alta repetitividad.

Los resultados obtenidos, presentan un error promedio del 9,08%, con una desviación del 7,7%, siendo los valores del umbral de vuelco que mayor desviación presentan, los correspondientes a las maniobras que mayor velocidad de circulación requieren.

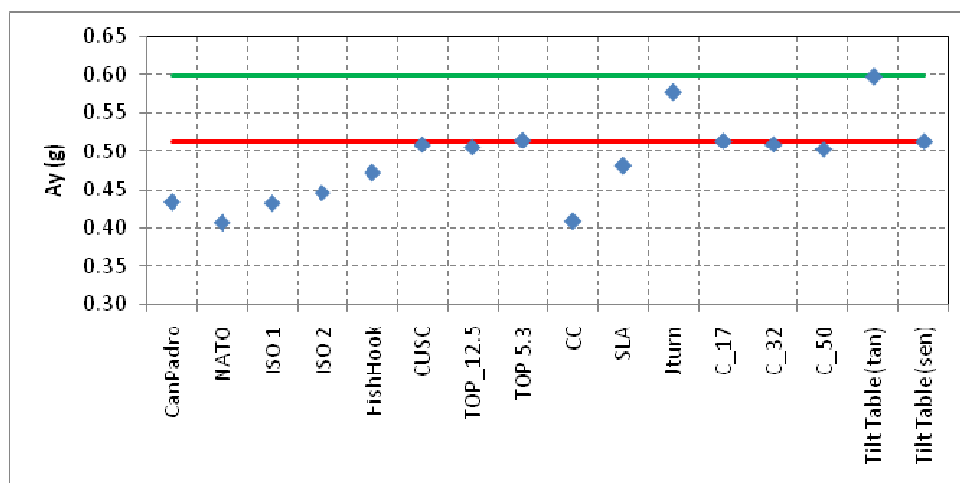


figura 300 Umbral de vuelco en todas las maniobras simuladas con f.d.11. 50%

	Ay (g)	Roll (°)	V (km/h)
CanPadro	0,433	3,737	40,4
NATO	0,407	3,260	77,4
ISO 1	0,431	3,650	76,3
ISO 2	0,446	3,794	39,6
FishHook	0,472	4,998	34,2
CUSC	0,509	4,829	36,5
TOP_12.5	0,505	3,973	59,6
TOP 5.3	0,515	3,764	37,1
CC	0,408	3,998	49,1
SLA	0,481	4,981	40,1
Jturn	0,579	4,992	38,9
C_17	0,514	4,137	37,6
C_32	0,509	4,218	49,8
C_50	0,503	4,247	62,5
Tilt Table (tan)	0,598	3,864	
Tilt Table (sen)	0,513		

Tabla 74. Umbrales de vuelco (Valor absoluto), f.d.11. 50%

7.5.3 INFLUENCIA DE LA CARGA LÍQUIDA.

Finalmente y con el objetivo de contrastar los resultados obtenidos en el punto 5.3.3.5, en el que se cuantifica el efecto amplificador de la fuerza lateral, y del momento generados por la carga líquida, con respecto al llenado completo, en 2,28 para la sección ovalada, se muestra el efecto sobre los valores de aceleración lateral y ángulo de balanceo experimentado por la masa suspendida.

Para ello, se ha reproducido la misma maniobra, realizada a la misma velocidad, con el modelo propuesto, con la analogía mecánica para reproducir el efecto del oleaje, comparado con los resultados obtenidos al considerar toda la masa de líquido rígidamente unida al vehículo, para únicamente la condición de carga ensayada (50%). Se ha mantenido el valor de la masa, inercia y posición del centro de gravedad similar en ambos casos.

En el primer caso, carga líquida, el vehículo vuelca, apoyándose en las ruedas del dispositivo anti-vuelco, mientras que en el caso de la carga rígida no, por lo que se corrobora lo expuesto.

Además, como se puede apreciar en la figura 301, los valores de aceleración lateral son muy similares, presentado un mayor rebote (segundo pico positivo) en el caso de carga rígida. Sin embargo, el ángulo de balanceo es mayor en el caso de la carga líquida, como corresponde al vuelco del vehículo.

Variación en amplitud	Variación en fase	Diferencia combinada
10,67	8,11	13,41
-10,41	15,73	18,86

Tabla 75. Variación entre carga líquida vs. rígida [%]

Por último, y como comprobación del efecto desestabilizador de la carga líquida, ya ampliamente expuesto, se muestra el resultado obtenido con el modelo para los factores de llenado que generaban mayor fuerza lateral y/o momento de vuelco que el correspondiente a la sección llena (figura 109).

En este caso, se ha reproducido la misma maniobra de doble cambio de carril realizada experimentalmente, con una velocidad de circulación del vehículo constante de 30 km/h, que no origina el vuelco del vehículo.

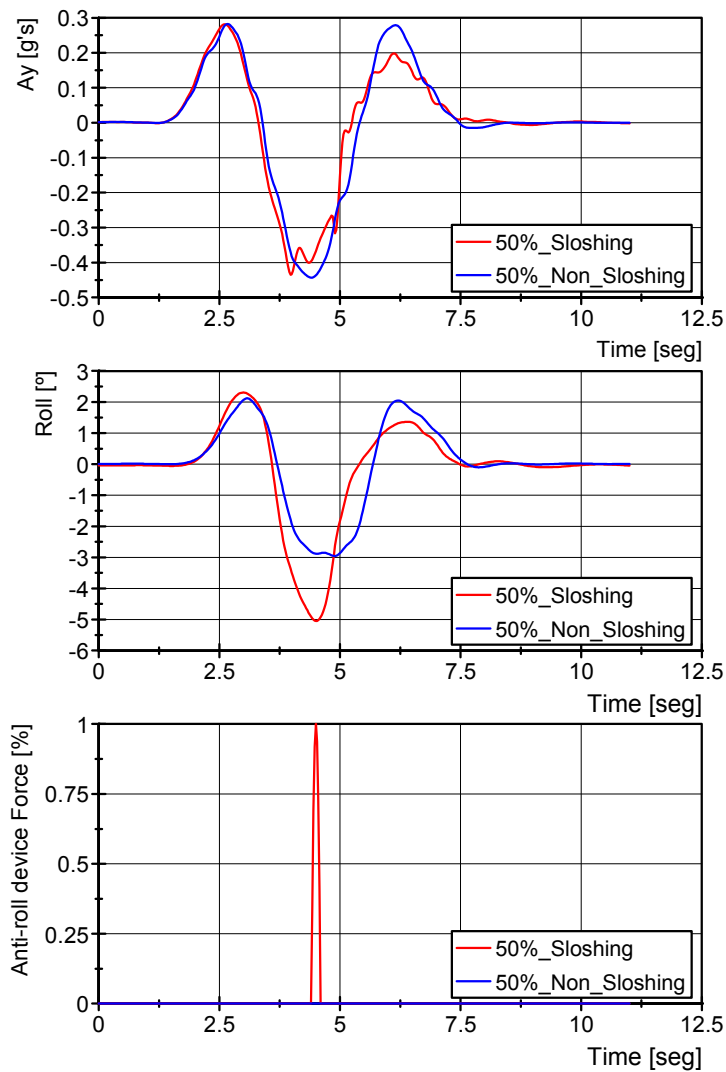
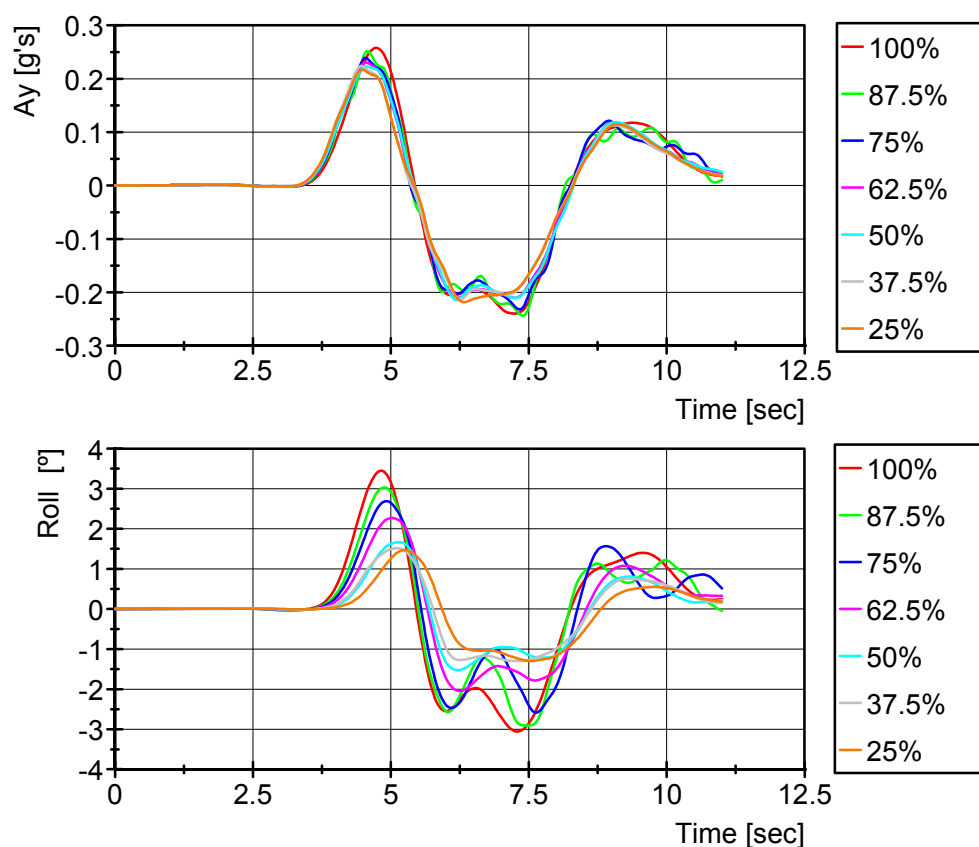


figura 301 Comparación entre carga líquida (oleaje) y carga rígida equivalente.

Como se puede apreciar, los valores de aceleración lateral son muy similares, aun cuando la posición del centro de gravedad y la masa de líquido es muy diferente, por cuanto la velocidad de circulación y la trayectoria seguida es la misma, no ocurre así en el caso del ángulo de balanceo, que muestra el efecto de una mayor carga y posición del centro de gravedad, además del efecto de la oscilante de la carga líquida.

Empleando la métrica de validación expuesta y referenciando el error en fase y amplitud a la curva de la aceleración y ángulo de balanceo con respecto a la obtenida con la sección completamente llena, se obtiene los valores mostrados en la Tabla 76.


 figura 302 Comparación entre factores de llenado. DCC $V=30\text{km/h}$..

F.d.II.	Aceleración lateral			Ángulo de balanceo		
	Variación en Amplitud	Variación en Fase	Variación combinada	Variación en Amplitud	Variación en Fase	Variación combinada
87,5%	4,6	3,1	5,5	12,1	6,2	13,6
75%	6,0	3,9	7,2	0,9	11,6	23,9
62,5%	8,4	3,9	9,3	44,0	12,0	45,6
50%	9,0	3,6	9,7	99,2	15,0	100,3
37,5%	13,1	5,8	14,3	105,1	14,3	106,0
25%	12,8	5,9	14,1	125,1	22,9	127,1

 Tabla 76. Variación entre f.d.II vs. Rígida. DCC a 30km/h [%]

Como el conductor percibe que, la capacidad de aceleración es mayor con menos carga, puede generar mayores velocidades de circulación, que unido al efecto desestabilizador de la carga líquida, puede aumentar el riesgo de vuelco del vehículo, a velocidades aparentemente bajas, por cuanto éste no es percibido fácilmente por el conductor.

8 RESUMEN DE LOS TRABAJOS REALIZADOS Y PRINCIPALES CONCLUSIONES

8.1 RESUMEN DE LOS TRABAJOS REALIZADOS

En este apartado de la tesis, se resumen los trabajos realizados en cada uno de los capítulos descritos, que han sido estructurados de la siguiente manera:

1. Estudio de los datos de accidentología y tipología de vehículos en España.
2. Análisis del efecto generado por la carga líquida.
 - a. Análisis experimental.
 - b. Desarrollo de métodos de cálculo y simulación.
 - c. Validación de la metodología propuesta.
3. Análisis del comportamiento del vehículo, incluida la interacción de la carga líquida.
 - a. Análisis experimental.
 - b. Desarrollo de métodos de cálculo y simulación.
 - c. Validación de la metodología propuesta.
4. Comparación entre ensayos estáticos y dinámicos, y su equivalencia.

Estudio accidentológico y tipología de vehículos

- ❖ Del análisis accidentológico, se ha puesto de manifiesto la importancia de la estabilidad lateral de los vehículos cisterna, por cuanto las estadísticas de accidentes muestran que los vuelcos representan el segundo tipo en importancia, según las bases de datos analizadas (DGT y Ministerio de Fomento), con un volumen de mercancía derramada de 3.361.769 (l o kg), lo que supone que se puede llegar a perder el total de la carga transportada en el compartimento afectado.
- ❖ Entre las posibles causas que motivaron el accidente, hay que descartar los factores ambientales, el cansancio del conductor y el estado del vehículo, siendo en mayor parte debidos a, distracciones y/o infracciones de tráfico o velocidad inadecuada.

- ❖ La mayor proporción de los accidentes se produjeron en zonas fuera de una intersección (75.90%), de ellos, la mayor parte produjeron en tramos rectos.
- ❖ Destaca la importancia del ancho del carril, por cuanto posibilita unos tiempos de respuesta mayor y puede disminuir la probabilidad del accidente.
- ❖ Se ha analizado la tipología de los vehículos actualmente en circulación en España, basándose en una encuesta realizada a los principales fabricantes, que ha permitido conocer y clasificar las características de los mismos, definiéndose cuatro geometrías de virola y dos tipologías básicas de vehículo, rígidos y semirremolque, representativos del parque.

Análisis del efecto generado por la carga líquida sobre el vehículo

- ❖ Para la cuantificación del efecto de la carga líquida en el comportamiento del vehículo, se ha realizado una diferenciación, entre condiciones estáticas y dinámicas.
 - ✓ En condiciones estáticas, la influencia se puede evaluar mediante el desplazamiento del centro de gravedad de la masa de líquido y el momento de vuelco suplementario.
 - ✓ En condiciones dinámicas, se ha realizado un análisis experimental con tanques a escala, definiéndose las leyes de semejanza que es necesario emplear para poder reproducir y evaluar la dinámica del oleaje en el interior del tanque.
 - Basándose en los valores experimentales de la frecuencia del primer modo y del amortiguamiento, para las secciones en estudio, se ha validado una metodología que permite su determinación, imponiéndose un cálculo por umbrales (inferior y superior).
 - Se han obtenido las fuerzas y momentos generados por la acción dinámica de la carga líquida, para un amplio rango de frecuencias de excitación.

Para cuantificar su efecto y comparar entre secciones, se ha empleado el percentil del 90%, definiéndose un factor de ponderación de esfuerzos, tomando como referencia la sección llena.

La sección de mayor factor de ponderación, es la rectangular, seguida de la elíptica y la ovalada, siendo la circular la que menor valor presenta.

- ❖ Para reproducir el efecto del oleaje, se propone un modelo de analogía mecánica, basada en una masa oscilante, limitando su recorrido, para reproducir el impacto con las paredes del recipiente.

De esta manera, se extiende el rango de uso, hasta frecuencias de excitación ligeramente superiores a la del primer modo.

Los valores de los parámetros requeridos en el modelo, se han obtenido experimentalmente, mediante estimación de parámetros, aportándose una serie de expresiones matemáticas, que permiten su obtención en aquellos casos en los que no sea posible recurrir a la experimentación, para cualquier tipo de sección, que disminuye el error en su predicción.

- ❖ En el caso de geometrías complejas, o con deflectores o rompeolas, se ha empleado la simulación numérica de la dinámica del oleaje, empleando la técnica del volumen de fluido, que ha sido validada con los ensayos realizados a la sección ovalada.

- ❖ Mediante su uso, se ha diseñado un dispositivo de atenuación del oleaje, que combina las dos estrategias: compartimentación y deflexión, combinada con la de tanques estabilizadores pasivos, mediante la instalación en el interior del tanque de unos deflectores concéntricos.

Para optimizar su diseño, se ha empleado algoritmos genéticos en combinación con redes neuronales.

Análisis del comportamiento del vehículo, incluida la interacción fluido-estructura.

- ❖ La estabilidad lateral de los vehículos, ha sido analizada primeramente mediante ensayos, diferenciando igualmente entre condiciones cuasi-estáticas y dinámicas.
 - ✓ En condiciones cuasi-estáticas, se han ensayado catorce vehículos, empleando el procedimiento de ensayo descrito en el Reglamento 111, obteniéndose un valor promedio del umbral de vuelco de 0,452 g para vehículos articulados y de 0,536 g en el caso de rígidos.

- ✓ Sobre un vehículo tractor-semirremolque, se han realizado una serie de ensayos dinámicos, considerándose;
 - Cuatro tipos de maniobras (circular, simple y doble cambio de carril y slalom)
 - Tres condiciones de carga, vacío, media carga y lleno.

En este caso, los valores de aceleración lateral obtenidos han sido algo mayores, como se muestra en la Tabla 47, con valores promedio para las cuatro maniobras de:

- 0,487 g en el caso del factor de llenado del 50%
- 0,507g para el llenado completo

Estos resultados, concuerdan con el factor de mayoración de esfuerzos, obtenido mediante la experimentación con tanques a escala.

❖ Como metodología de verificación de la estabilidad lateral, mediante cálculo o simulación, que incluya el efecto de la carga líquida, se ha distinguido entre ambas condiciones, estáticas y dinámicas.

- ✓ En el primer caso, se han evaluado dos posibles alternativas:
 - Partiendo del método de cálculo del Reglamento 111, se ha analizado la inclusión de una pequeña modificación, introduciendo una vía efectiva de cálculo, determinada en función de la vía teórica, el ancho del neumático y la separación entre ruedas gemelas, que disminuye el error en la estimación del umbral de vuelco, sin perder su simplicidad de uso
 - Emplear modelos de simulación más detallados, basados en la consideración de masas unidas elásticamente, que incluyen:
 - Interacción de la carga líquida, considerada como un momento suplementario.
 - Rigidez torsional de la estructura
 - Cambio de la posición del centro de balanceo de la masa no suspendida en el instante de despegue de la rueda del eje.
 - Evalúa la influencia del tope lateral, ponderando la

rigidez lateral del neumático en función de la altura del mismo.

Empleando el modelo propuesto, se consigue reducir el error cometido en la predicción a un máximo del 6,2% en el caso de vehículos articulados y del 3,1% en el caso de los rígidos.

- ✓ Para la simulación dinámica de la estabilidad lateral de los vehículos, incluida la carga líquida, se ha empleado un modelo multi-cuerpo, al que se le ha acoplado un modelo de péndulo, con un grado de libertad adicional, por cada uno de los compartimentos parcialmente llenos.

Los resultados se han validado con los datos obtenidos de ensayo, para las cuatro maniobras consideradas y los tres factores de llenado.

Comparación entre ensayos

El grado de equivalencia entre maniobras se ha evaluado, empleando el modelo dinámico propuesto y determinando el umbral de vuelco en aceleración y ángulo de balanceo, para las maniobras de ensayo indicadas en el punto 4.7, circular de radio constante, cambio de carril simple y doble y slalom.

- ❖ En el caso de maniobras circulares, se ha obtenido la variación del umbral de vuelco, en función del radio de la trayectoria, que se ha variado desde 17 m, hasta 180 m, obteniéndose una desviación del umbral de 0,013g ($\pm 1,5\%$), para la condición de carga más desfavorable en este caso (100% de llenado), correspondiendo los mayores valores a las maniobras de menor radio y los menores en el caso contrario.
- ❖ Además, se han comparado los resultados obtenidos en las distintas maniobras existentes de cambio de carril o esquivas, obteniéndose una desviación en los resultados del 1,9% en el caso de la sección llena y del 7% en el caso del 50% de factor de llenado.
- ❖ Se ha comprobado cómo el llenado parcial afecta a la estabilidad, realizando la misma maniobra y a la misma velocidad, primeramente con el modelo propuesto, que incorpora el efecto de la carga líquida y a continuación, suponiendo una rígida equivalente, con la misma masa y posición.

La variación obtenida ha sido de un 13% para la aceleración y de un 19% para el

ángulo de balanceo (diferencia combinada en amplitud y fase según la métrica de validación expuesta).

- ❖ Finalmente, se ha simulado la respuesta del modelo, para todos los factores de llenado que generaban mayor fuerza lateral y momento que la sección llena (figura 109), comparando sus valores con respecto al obtenido a plena carga, en la maniobra de doble cambio de carril, realizada a 30 km/h.

La variación de la aceleración es relativamente pequeña, desde el 5,5% para el llenado del 87,5% hasta el 14,1% del 25% de factor de llenado. Sin embargo el ángulo de balanceo presenta mayor variación, 13,6% y 127% para los mismos factores de llenado (Tabla 76).

8.2 ESQUEMA CONCEPTUAL DE LA TESIS.

Los trabajos desarrollados en la presente tesis, su inter-relación y los resultados obtenidos se pueden agrupar y mostrar en el siguiente esquema.

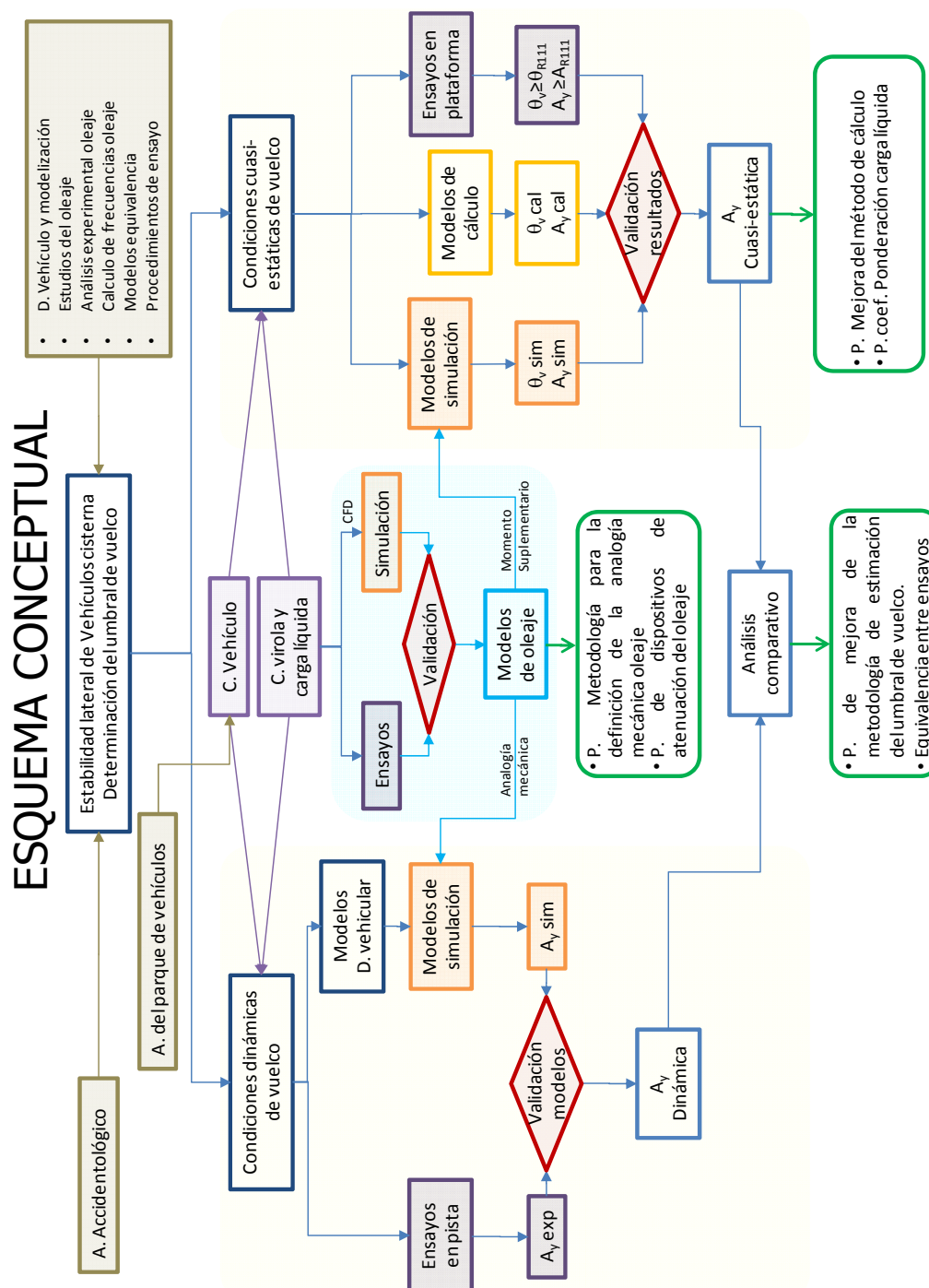


figura 303 Esquema conceptual de la tesis

8.3 CONCLUSIONES

Se resumen a continuación las principales conclusiones científico-técnicas obtenidas del trabajo realizado:

- ❖ En condiciones cuasi-estáticas, para valores de ángulo de vuelco cercanos a los 23° requeridos por el Reglamento 111, la condición de carga más desfavorable es el llenado completo, por la mayor contribución de la altura del centro de gravedad que su desplazamiento lateral.
- ❖ En condiciones dinámicas, y puesto que para las secciones en estudio y factores de llenado comprendidos entre el 25% y el 87.5%, se obtienen valores de fuerza y momento que pueden llegar a ser mayores que los correspondientes a la sección completamente llena, se propone el empleo de un coeficiente de ponderación de esfuerzos dinámicos generados por el oleaje, definido por el percentil del 90%, aplicado sobre el ratio de esfuerzos (relación entre el esfuerzo generado por el llenado parcial con respecto al llenado completo), para representar la contribución dinámica del oleaje en los métodos de cálculo cuasi-estático del umbral de vuelco.
- ❖ Cómo la respuesta dinámica del oleaje, para frecuencias de excitación próximas a la del primer modo, muestra un acoplamiento en frecuencia, se imposibilita el uso de las ecuaciones estacionarias del oleaje definidas por Faltinsen [72][73][74] y Solaas [208], siendo necesario recurrir al empleo de analogías mecánicas o la dinámica computacional de fluidos para su evaluación.
- ❖ Se ha mostrado la viabilidad técnica de una herramienta de análisis, que ha permitido explicar ciertos fenómenos registrados en las señales de fuerza y desplazamiento y que posibilita la correlación teórico-experimental, basada en el tratamiento digital de imágenes, para la obtención de la trayectoria seguida por el centro de gravedad del área mojada.
- ❖ Se ha diseñado un dispositivo de atenuación del oleaje que disminuye el valor de la fuerza lateral producida por la oscilación del líquido, en un 75% y el momento en un 73%, para lo que se ha hecho uso de la metodología de simulación del oleaje basada en la dinámica computacional de fluidos.

- ❖ Se propone como metodología de verificación de la estabilidad lateral y determinación del umbral de vuelco, mediante cálculo o simulación, incluyendo el efecto de la carga líquida, las siguientes alternativas:

- ✓ Para condiciones cuasi-estáticas:

- La modificación del método de cálculo del R111, que mejora la precisión de la predicción del umbral de vuelco, pero mantiene su utilidad, sin perder su simplicidad de uso.
- Emplear modelos de simulación más detallados, basados en la consideración de masas unidas elásticamente, que aunque requieren de un mayor número de parámetros del vehículo, dicho número sigue siendo reducido, y ello posibilita su uso como herramienta de estimación del umbral de vuelco, tanto por los fabricantes de carrocerías, como por los servicios técnicos responsables de la certificación de los vehículos cisterna con arreglo al *Reglamento 111*.

- ✓ Para el análisis dinámico de la estabilidad lateral de los vehículos, incluida la carga líquida, se propone el empleo de modelos multi-cuerpo, a los que se acoplan analogías mecánicas, con un modelo de péndulo, por cada uno de los compartimentos parcialmente llenos.

En ambos casos, los resultados han sido validados con resultados experimentales.

- ❖ En todos los casos analizados, el umbral de vuelco obtenido en las maniobras dinámicas es menor que el obtenido en el ensayo cuasi-estático sobre plataforma, calculado como la tangente del ángulo para el cual se produce el levantamiento de las ruedas externas.
- ❖ Se propone determinar el umbral de vuelco del vehículo, en condiciones cuasi-estáticas, mediante la función seno del ángulo de vuelco, en vez de la tangente, como es comúnmente empleada, por cuanto se obtiene un valor más cercano al obtenido en los ensayos, mostrando la validez del ensayo cuasi-estático, como método para evaluar la estabilidad lateral de éste tipo de vehículos.
- ❖ En los ensayos cuasi-estáticos, ya sea maniobra circular o ensayo sobre plataforma, la condición de carga más desfavorable es el llenado completo.

- ❖ Para el caso analizado, del 50% de factor de llenado, los umbrales de vuelco se sitúan muy próximos a los correspondientes al llenado completo, que aun siendo mayores, presentan una diferencia pequeña, de valor promedio 0.069 g`s.
- ❖ Se ha mostrado el efecto desestabilizador de la carga líquida, por cuanto aun con llenados parciales, y dependiendo de la velocidad y maniobra (o frecuencia de excitación) se obtienen valores de aceleración lateral y ángulo de balanceo (o fuerza lateral y momento de vuelco) del orden de magnitud de la sección llena, pudiendo inducir el vuelco del vehículo.
- ❖ De manera general, el umbral de vuelco dinámico, es menor en las maniobras con menor curvatura y mayor velocidad de circulación
- ❖ Se ha cuantificado la influencia del radio de la trayectoria en maniobras de giro cuasi-estático, en aproximadamente un $\pm 1,5$, posibilitando el empleo de trayectorias de menor radio.

9 APORTACIONES

De los trabajos desarrollados en la presente tesis, se han obtenido resultados que aportan, al campo de la Ingeniería Mecánica y de manera más concreta al sector de la automoción, un mayor conocimiento de la interacción fluido-estructura, en vehículos de transporte de líquidos, y cómo ésta afecta a su estabilidad lateral, también se ofrecen posibles alternativas para su evaluación mediante ensayos y/o cálculos.

Se han ofrecido soluciones a los problemas concretos planteados, como son la cuantificación del efecto de la carga líquida en el comportamiento lateral del vehículo, la sistemática de evaluación y la forma de simular el oleaje en el interior de tanques, permitiendo, tanto a los carroceros y transformadores como a los organismos de certificación, predecir su influencia en etapas de diseño del vehículo, posibilitando diseños que mejoren la seguridad.

De manera más detallada, se describen a continuación las aportaciones más relevantes obtenidas de esta tesis. Se han distribuidos en cuatro bloques temáticos, según los contenidos tratados.

I. INFLUENCIA DE LA CARGA LÍQUIDA

Se ha analizado el comportamiento del fluido en el interior del tanque, de manera experimental y mediante simulación, diferenciando entre condiciones estáticas y dinámicas, por cuanto su influencia es diferente.

- ✓ En ambos casos, se ha evaluado su influencia, en términos de momento suplementario de vuelco, para las secciones consideradas.
- ✓ Se ha probado la viabilidad, de la técnica de procesado de imagen digital, para la determinación de la trayectoria seguida por el centro de gravedad de la masa de agua en el interior del tanque y el contorno de la superficie libre, posibilitando la comparación de resultados experimentales, con instrumentación de bajo coste, con modelos de cálculo, de una manera sencilla y económica.
- ✓ Se ha clasificado la aptitud de las secciones de virola más representativas, en función de los efectos desestabilizadores generados por el oleaje del

fluido contenido en su interior, definiéndose un coeficiente de ponderación para su cuantificación.

II. METODOLOGÍA DE SIMULACIÓN DE LA CARGA LÍQUIDA

En este apartado, se aporta una metodología de evaluación de su influencia en el comportamiento del vehículo, diferenciando entre condiciones cuasi-estáticas y dinámicas, que ha sido validada experimentalmente.

- ✓ Ésta, permite evaluar la influencia, en condiciones cuasi-estáticas, similares a las indicadas en el *Reglamento 111*, determinando el momento suplementario de vuelco, para lo que, únicamente, se requiere conocer la geometría de la sección transversal y la longitud de la virola.
- ✓ En los casos, en los que se evalúe el comportamiento dinámico frente al vuelco, se emplea una analogía mecánica, compuesta por una masa suspendida, que representa la parte del fluido que se mueve de manera síncrona con el vehículo y otra que experimenta oleaje, reproducida mediante una masa pendular.

Este modelo simplificado de simulación del oleaje en el interior del tanque, posibilita su inclusión en algoritmos de detección de situaciones con riesgo de vuelco, destinados a desarrollar sistemas de aviso al conductor o de control activo de la estabilidad.

Se aportan un conjunto de ecuaciones matemáticas que, basándose únicamente en la geometría de la virola, permitirá que los carroceros o los organismos de certificación puedan aplicarlas a diseños concretos, sin necesidad de realizar ensayos o simulaciones adicionales.

Se aporta además, una sistemática de evaluación y estimación de los valores numéricos de los parámetros del modelo propuesto, basada en algoritmos de optimización por mínimos cuadrados no lineales que, únicamente requieren del modelo y de la respuesta del sistema a reproducir.

Para aquellos casos en los que sea necesario evaluar el comportamiento de geometrías complejas, o alejadas de las consideradas en este estudio, o que incluyan dispositivos de atenuación del oleaje, tales como rompeolas, se propone el uso de la sistemática de ensayos descrita en el capítulo quinto o el análisis mediante dinámica de fluidos computacional, con la que es posible reproducir correctamente su comportamiento, combinada con la metodología de estimación de parámetros propuesta.

Un resultado práctico de la aplicación del método, se ha traducido en el diseño de una nueva tipología de estabilizador del oleaje, que combina la estrategia de compartimentación con la de tanques estabilizadores pasivos.

Para su dimensionamiento, se han utilizado técnicas de optimización mediante algoritmos evolutivos, combinadas con redes neuronales, minimizando el número de cálculos a realizar. Demostrando su viabilidad como herramienta de optimización, aplicada al diseño de tanques y rompeolas mediante dinámica de fluidos computacional.

III. COMPARACIÓN ENTRE ENSAYOS ESTÁTICOS Y DINÁMICOS

Empleando un vehículo, representativo del parque actualmente en circulación, se ha demostrado que el ensayo de estabilidad sobre plataforma, propuesto por el *Reglamento III* y con los factores de llenado permitidos, reproduce convenientemente la maniobra de giro estacionario en que se fundamenta. Si bien, no permite evaluar la influencia de llenados parciales del tanque, por cuanto la condición de carga más desfavorable es el llenado completo.

Como durante el normal desempeño del vehículo, éste puede circular con llenados parciales, se ha evaluado experimentalmente la influencia de la carga líquida, mediante ensayos de cambio de carril, doble cambio de carril y slalom, en los que, los valores de los umbrales de vuelco y la velocidad de realización de la maniobra, son análogos, corroborando los resultados obtenidos con el análisis experimental del oleaje en el interior de tanques a escala.

Además, se ha analizado el umbral de vuelco del vehículo en cada una de las maniobras dinámicas extractadas en el punto 4.7, mostrándose que, si se evalúa el umbral de vuelco del vehículo en el ensayo cuasi-estático mediante la función seno, se obtiene un valor muy similar al obtenido en condiciones dinámicas, presentando

una desviación estándar del error del 1,9% para la sección llena y del 7% para el 50%, por lo que se pueden considerar equivalentes.

IV. PROPUESTAS PRE-LEGISLATIVAS

De cara a incrementar el nivel de seguridad de los vehículos y en aras de la mejora de la reglamentación existente, se proponen las siguientes mejoras al actual *Reglamento 111*:

- ✓ Modificación del método de cálculo descrito en su anexo 4, para incluir una vía efectiva de cálculo que, mejora la exactitud en la predicción del umbral de vuelco del vehículo. Esta leve modificación, únicamente requiere conocer la distancia entre flancos de los neumáticos.
- ✓ Para considerar el efecto desestabilizador de la carga líquida en condiciones dinámicas, se propone un coeficiente de ponderación del momento de vuelco generado por la misma, que se establece de la siguiente manera:
 - Para geometrías de virola que no dispongan de dispositivos de atenuación del oleaje, el coeficiente de ponderación es de 2, lo que se puede traducir en un requerimiento de un ángulo de vuelco 2.8° mayor.
 - En el caso de que el vehículo disponga de tales dispositivos, es necesario cuantificar la reducción del momento de vuelco generado por ellos.
Particularizando con el atenuador del oleaje descrito, como el coeficiente de reducción de momento es del 74%, el factor de ponderación a aplicar sería de 0,51.
 - Para obtener el coeficiente de ponderación, se propone la metodología de evaluación basada en el análisis computacional de fluidos descrita previamente que, convenientemente aplicada, únicamente requiere de un conocimiento de la geometría y la sustancia transportada.
- ✓ Las alternativas de cálculo propuestas, resultan de fácil aplicación por los laboratorios de certificación, por cuanto requieren únicamente del conocimiento de las características geométricas del vehículo.

10 FUTUROS DESARROLLOS

- Extender la metodología a acciones combinadas longitudinales y transversales mediante, por ejemplo, péndulos esféricos e incorporar el efecto del balanceo del vehículo.
- Desarrollo de algoritmos de estimación de parámetros efectivos, que permitan emplear varios archivos de datos experimentales, de manera simultánea, para evitar la determinación errónea de sus valores, aplicables tanto a modelos dinámicos, como de dinámica computacional de fluidos.
- Desarrollo de estimadores de estado, para predecir la respuesta del fluido, basándose en los valores de aceleración lateral del vehículo o ángulo de balanceo.
- Empleo de redes neuronales, que reproduzcan la respuesta del líquido como una señal oscilatoria, similar a la respuesta del fluido.
- Implementación de la metodología propuesta en rutinas de asignación de velocidades de circulación seguras, basadas en estimadores de estado y detección del riesgo de vuelco
- Acoplamiento entre los sistemas fluido y estructura directamente, enlazando la simulación dinámica multi cuerpo del vehículo con la de elementos finitos del fluido.

11 PUBLICACIONES DERIVADAS DE LOS TRABAJOS DESARROLLADOS

Con los trabajos desarrollados dentro de la presente tesis se han derivado las siguientes publicaciones científico-técnicas en revistas especializadas y congresos:

✓ REVISTAS CON REVISORES:

- Souto-Iglesias, E. Botia-Vera, A. Martín, F. Pérez-Arribas. "A set of canonical problems in sloshing. Part 0: Experimental setup and data processing". Ocean Engineering. Volume 38, Issue 16, November 2011, Pages 1823-1830.
- Martin, A., Arribas D. Vicente, M.T. and Aparicio, F. (2010). "Rollover stability of tank trucks, test and calculation requirements based on ECE 111 regulation", Int. J. Heavy Vehicle Systems, Vol. 17, Nos. 3/4, pp.276–300.
- Martin, E. Alcalá and F. Aparicio. "A qualitative assessment methodology of water tanks design of firefighting trucks with regard to sloshing behavior. Part 1 Sloshing forces". Int. J. Heavy Vehicle Systems, Vol. xx, Nos. xx, pp.xx–xx. (ENVIADO PARA REVISIÓN).

✓ REVISTAS SIN REVISORES:

- García Gracia, A. Martín, A. "Estabilidad Lateral de Cisternas" Revista STA (Sociedad De Técnicos De Automoción. Volumen 156, pág.: 43-50. Julio 2003.

✓ CONGRESOS INTERNACIONALES:

- A Martín, A García, "Análisis de la influencia en la estabilidad lateral estática de las características de los vehículos cisterna" VI Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. COÍMBRA, 2003.
- M. Sánchez, A. García, A.L. Martín, J.R. Sequí. "Estabilidad lateral de los vehículos cisterna: factores de influencia y métodos de verificación". V Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Venezuela, 2001.

✓ CONGRESOS NACIONALES:

- Ángel Martín López, Daniel Arribas, Enrique Alcalá, F. Aparicio. "Análisis experimental del oleaje en camiones cisterna". XVIII Congreso

Nacional de Ingeniería Mecánica. Ciudad Real, 2010.

- D. Arribas Mantelli, A. Martín López, T^a. Vicente Corral. "Modelos matemáticos de la estabilidad lateral de Vehículos de Transporte Colectivo" XVII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. 2008.
- A. Martín, "Estabilidad Lateral de Autobuses y Autocares Según Directiva 2001/85." JORNADA DE AUTOBUSES Y AUTOCARES. MADRID, febrero 2006.
- A Martín, A García, M. Sánchez. "Estudio de la Estabilidad Lateral de Vehículos Cisterna." XV Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica Cádiz 2002.
- A Martín, A García, "Estabilidad Lateral de Cisternas de Mercancías Peligrosas Reglamento CEPE R-111." Jornada Técnica Sobre "Novedades Reglamentarias que afecta al Sector Carrocero y Transformador de Vehículos Industriales y Comerciales" Madrid 2002.

12 BIBLIOGRAFÍA

- [1] 150/5220-10D - Guide Specification for Aircraft Rescue and Fire Fighting Vehicles Date Issued September 24, 2007.
- [2] Abramson, H. Norman & Silverman, S. The Dynamic Behaviour of Liquids in Moving Containers. NASA SP-106, 1966.
- [3] Abril Pérez S., Fernández González F., Souto Iglesias A. Utilización del método SPH en la simulación del Sloshing. Ingeniería Naval 2005.
- [4] Abril Pérez S., Ingeniero Naval, Fernández González F., Souto Iglesias A., "Utilización del método SPH en la simulación del Sloshing". Ingeniería Naval, enero 2005.
- [5] Acarman T., Özgüner U. "Rollover prevention for heavy trucks using frequency shaped sliding mode control." Vehicle System Dynamics. Volume 44, Number 10. October 2006. Pages: 737 – 762.
- [6] Acuerdo europeo sobre transporte internacional de mercancías peligrosas por carretera (ADR).
- [7] Agresti A. "Building and applying logistic regression models. An Introduction to Categorical Data Analysis". Hoboken, New Jersey: Wiley. p. 138. ISBN 978-0-471-22618-5. 2007.
- [8] An Assessment of the National Highway Traffic Safety Administration's Rating System for Rollover Resistance (Committee for the study of a motor vehicle rollover rating system, Transport Research Board, National Research Council) National Academy Press, Washington DC (ISBN 0-309-07249-2) 2002.
- [9] Andersson J., Pedersen J. "Capturing Dynamic Effects in Ship Tanks, - A coupling between HydroD™ and OpenFOAM®". Master of Science Thesis in Naval Architecture. Department of Shipping and Marine Technology. Division of Sustainable Ship Propulsion. CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY. Gothenburg, Sweden, 2011. Report No. X-11/259
- [10] Aparicio Izquierdo F., Vera C., Díaz V. "Teoría de Vehículos automóviles". Servicio de Publicaciones de la ETSIIM.
- [11] Badri Koochi, E., Khalaj, P., Zohrevani, E., Firouz-Abadi, R. D., Experimental Analysis of Liquid Sloshing Using an Image Processing Technique, The 10th Iranian Aerospace Society Conference. March. 1-3/2011 at the Science and Research.
- [12] Bauer et al (1966), "Nonlinear mechanical model for the description of propellant Sloshing", AIM J 4(9), 1662-1668.
- [13] Bauer HP (1972), "On the destabilizing effect of liquids in various vehicles"

- Part I, Vehicle Syst Dyn 1,227-260.
- [14] Bauer, H.F., “Dynamic Behaviour of an Elastic Separating Wall in Vehicle Containers: Part I,” Int. J. of Vehicle Design, Vol. 2, No. 1, 1981.
 - [15] Bernard, J., Shannan J., Vanderploeg, M., 1989, “Vehicle Rollover on Smooth Surfaces”, SAE paper No. 891991.
 - [16] Berverović E, Hinsberg N P, Jakirlić S, Roisman I V, Tropea C, "Drop impact onto a liquid layer of finite thickness: Dynamics of the cavity evolution". Physical Review E, 79, 036306, 2009.
 - [17] Billing J.R, Patten L.D. (2006)“An assessment of tank truck roll stability”. 9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. Pennsylvania 2006.
 - [18] Billing, J. R., Ranganathan, R., and Rakheja, S., “Field Testing of a Tank Truck and Study of Fluid Slosh,” SAE Technical Paper Series, No. 912679. SAE International Truck and Bus Meeting, Chicago, IL, November 1991.
 - [19] Biswal k. C, Bhattacharyya s. K., Sinha p. K., "Dynamic characteristics of liquid filled rectangular tank with baffles". Journal of the Institution of Engineers. India. Civil Engineering Division, 2003, vol. 84, pp. 145-148.
 - [20] Bogard, S.E, Winkler C.B., Campbell K.L. “Sensitivity analysis of the tilt table test methodology”. UMTRI 92-12, 1992.
 - [21] Bohórquez P, "Estudio y simulación numérica del transporte de sedimentos en flujos con superficie libre (en inglés)." PhD Tesis, Universidad de Málaga, 2008.
 - [22] Bottiglione F., Foglia M., Mantriota G., Mastrovito M. “Liquid slosh in articulated tank vehicles: image-based investigation in field test”. International Journal of Heavy Vehicle Systems 2007 - Vol. 14, No.4 pp. 441 – 459.
 - [23] Brackbill J U, Kothe D B, Zemach J, "A continuum method for modelling surface tension". Journal of Computational Physics, 100: 335–354, 1992.
 - [24] Brady P.D.M., Boutounet M., Beecham S. Free Surface Monitoring Using Image Processing. 115th Australasian Fluid Mechanics Conference. The University of Sydney, Sydney, Australia. 13-17 December 2004.
 - [25] Budiansky, B. 1960. "Sloshing of liquids in circular canals and spherical tanks". Journal of the Aerospace Sciences, 27(3): 161–173.
 - [26] C. Schroder, “Heavy Truck Model Validation Concerning Handling“. Continental AG. 10th European ADAMS User Conference held November 14-15, 1995 in Marburg, Germany.
 - [27] C. Schröder, K.-U. Köhne Continental AG, Tire Research Theo Küppers

- Institut für Kraftfahrwesen “Heavy Truck Modelling and Validation concerning Handling” 1996.
- [28] Case K. and Parkinson W., "The damping of liquid in a right circular cylindrical tank", Memo. GM45-75, Space Tech. Lab., 17 September (1956).
- [29] Cebon, D., 1999, “Handbook of vehicle-road interaction”, Swets and Zeitlinger.
- [30] Cerezo, V., and Gothié M. (2006), “Heavy Goods Vehicles Accidents on Roundabouts: Parameters of Influence”, Proc. of the 9th Int. Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, PennState University, Pennsylvania, USA.
- [31] Černe G, Petelin S, Tiselj I, "Coupling of the interface tracking and the two-fluid models for the simulation of incompressible two-phase flow". Journal of Computational Physics, 171:776–804, 2001.
- [32] Chakrit Suvanjumrat and T. Puttapitukporn. “Sloshing Surface Monitoring Using Image Processing”. The First TSME International Conference on Mechanical Engineering, 20-22 October, 2010.
- [33] Chen B., Peng H., “Rollover Warning Of Articulated Vehicles Based On a Time-To-Rollover Metric”. Proceedings of the 1999 ASME International Congress and Exposition, Knoxville, TN, November 1999.
- [34] Chondros T G, Michalos G, P Michaelides and E Fainekos (2007) “An approximate method for the evaluation of the roll stiffness of road tankers” Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. Volume 221, Number 12 / 2007, page. 1475-1598.
- [35] Chrstos, J.P. and Guenther D.A. “The measurement of static rollover metrics”, SAE Paper 920582. (1992).
- [36] Collett, D. Modeling Binary Data. New York: Chapman & Hall, 2002.
- [37] Curzon A.M. Cooperrider N.K. Limbert. D.A. “Light truck inertial Properties” SAE Paper 910122.
- [38] D. Hyun, R. Langari, J. Ochoa. “Vehicle Modelling and prediction of rollover stability threshold for tractor semitrailers”. Proceeding of AVEC 2000 5th Int’l Symposium on Advanced Vehicle Control. Ann Arbor, Michigan.
- [39] D. Hyun, R. Langari. “Modelling to predict rollover threat of tractor semitrailers”. 401-414 pp. Vehicle System Dynamics, 2003. Vol. 39; N° 6.
- [40] D. Latta, “Tilt table test, SRT calculator validation” TERNZ, Transport Engineering Research New Zealand Limited. 2001.
- [41] Da Cunha, R. “Handling analysis of a three-axle intercity bus”. 16th

- European ADAMS User Conference 2001, Berchtesgaden, 2001 (MSC Software, Germany).
- [42] Dahlberg Erik, “Commercial Vehicle Stability. Focusing in rollover”. PhD Thesis. Vehicle Dynamics Department of Vehicle Engineering. Royal Institute of Technology. KTH Stockholm 2001.
- [43] Dahlberg Erik, Stensson Annika. “The dynamic rollover threshold a heavy truck sensitivity study”. Int. J. Vehicle Design, Vol. 40, Nos. 1/2/3, 2006.
- [44] Dahlberg, E. (1999) ‘Commercial vehicle rollover prediction using energy considerations’, Proceedings from the 1999 Barcelona EAEC European Automotive Congress, STA99C203.
- [45] Dahlberg, E. (2000) ‘A method determining the dynamic rollover threshold of commercial vehicles’, SAE Paper 2000-01-3492.
- [46] Das N. A. Suresh, J. Wambold “Estimation of Dynamic Rollover Threshold of Commercial Vehicles Using Low Speed Experimental Data”. SAE Technical Papers 932949.
- [47] Davis M., P. Marting, “Predicting vehicle rollover propensity”. SAE Technical Paper Series, No. 2002-01-3106.
- [48] Delanne Y., Schmitt V, Dolcemascolo V. “Heavy Trucks Rollover Simulation”. 18th ESV Paper N° 444 2003.
- [49] Delorme, L., Souto Iglesias, A., Abril Perez, S., "Sloshing loads simulation in LNG Tankers with SPH". Computational Methods in Marine Engineering. MARINE 2005. Oslo, Norway, June 27-29, 2005.
- [50] Deng X. and M.J. Tait. "Equivalent mechanical models of tuned liquid dampers with different tank geometries" Can. J. Civ. Eng. 35: 1088–1101 (2008) doi: 10.1139/L08-044. 2008 NRC Canada.
- [51] Díaz V., Fernández M.G. Román J.L.S, Ramírez M., García A. “A new methodology for predicting the rollover limit of buses “Int. J. of Vehicle Design 2004 - Vol. 34, No.4 pp. 340 - 353
- [52] Dill, P. (1985) “Static Roll Model User’s Manual”. University of Michigan. Transportation Research Institute.
- [53] Directiva 2001/85 Directiva 2001/85 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 20 de noviembre de 2001, relativa a las disposiciones especiales aplicables a los vehículos utilizados para el transporte de viajeros con más de ocho plazas además del asiento del conductor.
- [54] Directiva 70/156/CEE del Consejo, de 6 de febrero de 1970, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros sobre la

- homologación de vehículos a motor y de sus remolques
- [55] Directiva 94/20/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 30 de mayo de 1994, relativa a los dispositivos mecánicos de acoplamiento de los vehículos de motor y sus remolques y a su sujeción a dichos vehículos [Diario Oficial L 195 de 29.7.1994].
 - [56] Directiva 97/27/CE relativa a las masas y dimensiones de determinadas categorías de vehículos de motor y de sus remolques y por la que se modifica la Directiva 70/156/CEE.
 - [57] Dodge Franklin T. "The new dynamic Behaviour of liquids in moving containers" Southwest Research Institute. San Antonio, Texas 2000.
 - [58] Dodge FT and Kana DD (1966), "Moment of inertia and damping of liquid in baffled cylindrical tanks", J Spacecraft Rockets 3(1), 153-155 (Also NASA CR-383, Feb 1966).
 - [59] Donald W. Marquardt. "An algorithm for least squares estimation of nonlinear parameters". Journal of Society for Industrial and Applied Mathematics. Vol 11 N° 2 1963. Pp 431-441.
 - [60] Ebert E. "Modeling of liquid sloshing effects in multi-body systems", Proc. Int. Conf. Spacecraft Structures and Mechanical Testing, Noordwijk, NL, 19–21 Oct 1988, ESA SP-289, 269–275 (1989).
 - [61] El Gindy, M., "The use of heavy vehicle performance measures for design and regulation", ASME Winter Annual Meeting, 1992.
 - [62] El Gindy. M., "An Overview of Performance Measures for Heavy Commercial Vehicles in North America", Int. J. of Vehicle Design, vol. 16, Nos. 4/5, 1995.
 - [63] Elmore, C W, Heald, M A. Physics of Waves, Dover Publications, Inc. New Cork. 1969.
 - [64] Enright P. J. and Wong E. C., "Propellant slosh models for the Cassini spacecraft", AIAA Paper 94–3730(1994).
 - [65] Ervin R. D. et.al. "The influence of size and weight variables on the roll stability of heavy duty trucks." Transportation research institute. The University of Michigan 1983. SAE tech. Paper 831163.
 - [66] Ervin R. D. et.al. "The dependence of truck roll stability on size and weight variables." Transportation research institute. The University of Michigan Int. Journal of Vehicle Design Special issue on Vehicle Safety 1986.
 - [67] Ervin R.D., Barnes M., Wolfe A. "Liquid cargo shifting and the stability of cargo tank trucks: Final Technical Report Volume II. UMTRII the University of Michigan Transportation Research Institute. Contract Number: DTFH6 1 -

- 83-C-00 160. 1985.
- [68] Ervin Robert D. "Issues related to the usage of a tilt table for measuring the roll stability characteristics of heavy-duty truck combinations". Final Report MVMA Project Number 9167. Transportation Research Institute The University of Michigan. Ann Arbor, Michigan 48109. September 1984.
- [69] Ervin, R., Winkler, C., Fancher, P., Hagan, M., Krishnaswami, V., Zhang, H. and Bogard, S. (1998) "Two active systems for enhancing dynamic stability in heavy truck operations", UMTRI-98-39 Final Report DTNH22-95-H-07002.
- [70] Faltinsen O.M., Rognebakke O.F., Timokha A.N... "Classification of three-dimensional nonlinear sloshing in a square-base tank with finite depth" *Journal of Fluids and Structures* 20 (2005) 81–103.
- [71] Faltinsen Odd M, Alexander N. Timokha, "Sloshing", 2009, Cambridge University Press.
- [72] Faltinsen OM (1974), A nonlinear theory of sloshing in rectangular tanks, *J Ship Research*, Vol. 18, No. 4, Dec. 1974, pp. 224-241.
- [73] Faltinsen OM (1978). "A numerical nonlinear method of sloshing in tanks with two-dimensional flow". *J Ship Research* 22(3), 193-202.
- [74] Faltinsen OM and Rognebakke OF (1999), *Sloshing and Slamming in Tanks*, In *Hydona'99- Manoeuvring'99 Gdansk-Ostroda*, 1999, Poland Technical Univ. of Gdansk.
- [75] Faltinsen OM, HA, Abramson, and Bass RL (1974), *Liquid Slosh in LNG Carriers*, Det Norske Veritas, Norway, Publication No 85.
- [76] Faltinsen OM, Rognebakke OF A Second Order Initial Value Solution of Two-dimensional Sloshing in Rectangular Tanks". *Proc. of 14th International Workshop on Water Waves and Floating Bodies*. April 1999.
- [77] Faltinsen OM, Rognebakke OF, Lukovski A, and Timokha AN (2000), Multidimensional modal analysis of nonlinear sloshing in a rectangular tank with finite water depth, *J Fluid Mech* 407,201-234.
- [78] Fancher, P. S. and Mathew A., 1987. A vehicle dynamics handbook for single-unit and articulated heavy trucks. Technical Report UMTRI-86-37, University of Michigan Transportation Research Institute, Ann Arbor, MI, USA.
- [79] Fancher, P.S., Ervin, R.D., MacAdan, C.C. and Winkler, C.B. (1980). *Measurement and Representation of the Mechanical Properties of Truck Leaf Springs*. SAE Paper No. 800905. Society of Automotive Engineers, Inc.: Warrendale, PA, United States.

- [80] FANCHER, P.S., ERVIN, R.D., WINKLER, C.B. and GILLESPIE, T.D. (1986). A Fact book of the Mechanical Properties of the Components for Single-Unit and Articulated Heavy Trucks. Report No. DOT HS 807 125, National Highway Traffic Safety Administration: Washington D.C., USA.
- [81] Fernández Rico Guadalupe. “Tesis Predicción del límite de vuelco en autobuses y autocares” Tesis doctoral. Ingeniería Mecánica. UC3M 2001
- [82] Fernando Meseguer-Garrido. "On the sloshing of liquids in parallelepiped-shaped containers" European Journal of Physics 2003. Volume 24 Number 3.
- [83] Fleissner, F., Lehnart, A., Eberhard, P., Dynamic Simulation of Sloshing Fluid and Granular Cargo in Transport Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 48, No. 1, pp. 3-15, 2010.
- [84] Forkenbrock, G.J., Heitz, M, etc., 2003, “An Experimental Examination of Double Lane Change Manoeuvres That May Induce On-Road, Unstrapped, Light Vehicle Rollover”, SAE Transactions Paper No. 2003-01-1009.
- [85] Forsén, A “Parameter Identification in Simulation of Heavy Vehicles” “Vehicle System Dynamics” Vol 33 p 350-361. 1999
- [86] Forsén, A ”Heavy Vehicle Ride And Endurance, Modelling And Model Validation” Department of Vehicle Engineering Royal Institute of Technology TRITA-FKT 99:33 ISSN 1103-470X ISRN KTH/FKT/D--99/33—SE 1999.
- [87] G. Popov, S. Sankar, T.S. Snakar, 1993. Dynamics of liquid sloshing in baffled and compartmented road containers. CONCAVE Research Centre, Concordia University Montreal.
- [88] George, R, 1992. “The roll-behaviour of trucks around curves.” Australian Road Research Board, Nunawading, Victoria. 47 p. Report No. ARR 238.
- [89] Gilles Schaefer, Philippe Corrigan Dominique Lescail Daniel Lechner 2001. Sécurité des poids lourds avec ballottement de liquide. SERA-CD, SIREHNA, UTAC, INRETS-MASIA. Actes du congrès de Dynamique de Véhicule.
- [90] Godderidge B., Stephen Turnock, Chris Earl, Mingyi Tan. " Identification of Dangerous LNG Sloshing Using a Rapid Sloshing Model Validated with Computational Fluid Dynamics" Proceedings of the Eighteenth (2008) International Offshore and Polar Engineering Conference
- [91] Graham EW (1951), The Forces Produced by Fuel Oscillations in a Rectangular Tank, Douglas Aircraft Co, SM-13748.

- [92] Graham EW and Rodriguez AM (1952). The characteristics of fuel motion which affect airplane dynamics, J Appl Mech 74, 381-388.
- [93] Gustafson D.A and Gustafson GR (1969), Heavy Vehicle Overrunning Problems, Chalmers' Institute Tech, Gothenburg, Sweden.
- [94] Hac Aleksander, Brown Todd, J. Martens. "Detection of vehicle Rollover" SAE PAPER 2004-01-1757.
- [95] Heydinger, G. J., Garrott, W. R., Chrstos, J. P. Y Guenther, D. A. (1990). "A methodology for validating vehicle dynamics simulations". SAE paper n° 900128.
- [96] Hildebrand, R. "Aspects to Consider Relating Tank-trucks Stability", Notas de trabajo, Instituto Mexicano del Transporte, Sanfandila, Qro (2002).
- [97] Hinch, J., Shadle, S., Klein, T.M., 1992, "NHTSA's Rollover Rulemaking Program –Results of Testing and Analysis", SAE paper No. 920581.
- [98] Hirt C W, Nicholls B D, "Volume of fluid (VOF) method for dynamics of free boundaries". Journal of Computational Physics, 39:201–225, 1981.
- [99] Hunt KH and Crossley PRE (1975), Coefficient of restitution interpreted as damping in vibro-impact, J Appl Mech 97,440-445.
- [100] Hussain K, Stein W, and Day A J. "Modelling commercial vehicle handling and rolling stability". Proc. IMechE Vol. 219 Part K: J. Multi-body Dynamics K02304 # IMechE 2005.
- [101] Hutchinson, G. "Large-truck properties and highway design criteria". Journal of Transportation Engineering, 1990, 116(1), 1–22.
- [102] Hyun D., R. Langari, J. Ochoa. "Vehicle modelling and prediction of rollover stability threshold for tractor semitrailers" AVEC2000.5th Symposium on advanced vehicle control. 2000.
- [103] Ibrahim Rauf A. "Liquid Sloshing Dynamics", Cambridge University Press, 2005.
- [104] Ibrahim, I.M. 1999, Anti-slosh damper design for Improving the Roll Dynamic Behaviour of Cylindrical Tank Trucks. SAE 1999-01-3729.
- [105] Ibrahim, R A; Pilipchuk, V N; Ikeda, T, 2001, "Recent Advances in Liquid Sloshing Dynamics," Applied Mechanics Reviews, 54(2), pp. 133-199.
- [106] ISO 14791:2000. Road vehicles -- Heavy commercial vehicle combinations and articulated buses -- Lateral stability test methods.
- [107] J.E. Ford; J.E. Thompson. "Vehicle Rollover Dynamics Prediction by Mathematical Model." SAE Number: 690804. U.S.A. 191-200 pp. (SAE Technical Paper Series).
- [108] J2180. "A tilt table procedure for measuring the static rollover threshold for

- heavy trucks” SAE 1994.
- [109] Jiménez. F. "Sistema de adaptación de la velocidad De los vehículos automóviles a la geometría de la carretera" Tesis Doctoral. Departamento De Ingeniería Mecánica Y Fabricación Escuela Técnica Superior De Ingenieros Industriales Universidad Politécnica De Madrid 2006.
- [110] K Modaressi-Tehrani, S Rakheja, R Sedaghati. "Analysis of the overturning moment caused by transient liquid slosh inside a partly filled moving tank" Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. Volume 220, Number 3 / 2006.
- [111] Kalman, R. E., "A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems", Transaction of the ASME-Journal of Basic Engineering, 3, pp. 35-45, (1960).
- [112] Kamnik R. Boettiger F.; Hunt K. "Roll dynamics and lateral load transfer estimation in articulated heavy freight vehicles". Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering, Volume 217, Number 11, 1 November 2003, pp. 985-997(13).
- [113] Kang X., S. Rakheja and I. Stiharu (2000). "Effects of tank shape on the roll dynamic response of a partly filled tank vehicle". Vehicle System Dynamics. Vol 35. No2 pp. 75-102.
- [114] Kang, S. S. Rakheja and I. Stiharu 1999 Optimal tank geometry to enhance static-roll stability or partially filled tank vehicles. CONCAVE Research Centre, Concordia University Montreal.
- [115] Kaushal Shah, Prasanna S Gandhi, "Experimental identification of damping in higher modes of slosh using Hilbert-Huang Analysis". International Journal of Sound and Vibrations. Manuscript Number: JSV-D.07-00741.
- [116] Keith Bagot "Evaluation of Retrofit ARFF Vehicle Suspension Enhancement to Reduce Vehicle Rollovers Final Report" DOT/FAA/AR-02/14 Office of Aviation Research Washington, D.C. 20591. March 2002.
- [117] Khezzar L., Seibi A. C. y Goharzadeh A. Water Sloshing in Rectangular Tanks – An Experimental Investigation & Numerical Simulation. International Journal of Engineering (IJE), Volume (3): Issue (2).
- [118] Kim Hyun-Soo, Lee Young-Shin. "Optimization design technique for reduction of sloshing by evolutionary methods" Journal of Mechanical Science and Technology. Volume 22, Number 1, 25-33, DOI: 10.1007/s12206-007-1003-z(2008).
- [119] Kobayashi, N.; Mieda, T.; Shibata, H.; Shinozaki, Y., 1989, "A Study of the Liquid Slosh Response in Horizontal Cylindrical Tanks," Journal of Pressure

- Vessel Technology, 111, pp 32-38.
- [120] Kübler, R. and Schiehlen, W., 'Modular simulation in multibody system dynamics', in Computational Mechanics: New Trends and Applications, CD-ROM Proceedings of Fourth World Congress on Computational Mechanics, Buenos Aires, Argentina,
 - [121] L Xu, L Dai, M Dong and B Setiawan. "Influence of liquid slosh on ride quality of liquid cargo tank vehicles". Proc. Inst Mech. Eng Vol. 218 Part D: J. Automobile Engineering. IMechE 2004.
 - [122] LaClair Tim et al U24: Heavy Truck Rollover Characterization (Phase C). National Transportation Research Center, Inc. & University Transportation Center. Report August 2010.
 - [123] Latto D., "Tilt table test, SRT calculator validation" TERNZ, Transport Engineering Research New Zealand Limited. 2001.
 - [124] Lehnart, A.; Fleissner, F.; Eberhard P. "Using SPH in a Co-Simulation Approach to Simulate Sloshing in Tank Vehicles", Proceedings of the 4th International SPHERIC Workshop, Nantes, France, pp. 241-246, 2009.
 - [125] Lidstrom M (1976), Road Tankers Overturning Limit: The Steady-State Case, (in Swedish) National Road and Traffic research Institute, Linköping, Sweden, Working Paper 1976-12-17. Sweden, Report No 115.
 - [126] Liming Dai, Liang Xu. "A Numerical Scheme for Dynamic Liquid Sloshing in Horizontal Cylindrical Containers" Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Volume 220, Number 7 / 2006 pp. 901-918.
 - [127] Liu, Dongming; Lin, Pengzhi. "A numerical study of three-dimensional liquid sloshing in tanks" Journal of Computational Physics, Volume 227, Issue 8, p. 3921-3939 (2007).
 - [128] Liu, P.J., Rakheja, S. and Ahmed, A.K.W. "Dynamic rollover threshold of articulated freight vehicles". Heavy vehicle systems, Int. J. of Vehicle Design, 1998, 5(3/4), 300-322.
 - [129] Liu, P.J.1; Rakheja, S.; Ahmed, A.K.W. (2003) "Dynamic roll instability analysis using energy approach", International Journal of Heavy Vehicle Systems, Volume 8, Number 2, 1 July 2003, pp. 177-195.
 - [130] Lozia, Z. (1998) 'Rollover threshold of the biaxial truck during motion on an even road', Vehicle System Dynamics Supplement, Vol. 28, pp.735-740.
 - [131] Lupker, H.A., Vink, W.J., Besselink, I.J.M. "Heavy vehicle simulation and validation for handling and roll-over using integrated development tools" Paper STA99C202 for the 1999 EAEC Congress 1999.

- [132] M F Younes, Y K Younes, M El-Madah, I M Ibrahim, E H El-Dannanh. "An experimental investigation of hydrodynamic damping due to vertical baffle arrangements in a rectangular tank". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime. Volume 221, Number 3, 2007.
- [133] M. Romagnolia, M. Portapilaa y H. Morvanb, "Simulación computacional del resalto hidráulico". Mecánica Computacional Vol XXVIII, págs. 1661-1672. Tandil, Argentina, 3-6 Noviembre 2009.
- [134] Macnabb M. J., E. Baerg, J. R. Billing, "Static and Dynamic roll stability of various commercial vehicles". SAE Technical Paper Series, No. 2002-01-3075.
- [135] Marine, M.C., Wirth, J.L. and Thomas, T.M. (1999) 'Characteristics of on-road rollovers', SAE Paper 1999-01-0122.
- [136] Marquardt D., An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters, SIAM J. Appl. Math., 1963, Vol. 11, pp. 431.441.
- [137] Mason P. A. C. Starin S. R. "Propellant Slosh Analysis for the Solar Dynamics Observatory" Goddard Space Flight Center, Code 595, Greenbelt, AID, 20771. 2005.
- [138] Matthew Aquaro 1999, Stability analysis of partially Filled tanker truck using a finite element modelling approach. Virginia West University.
- [139] McIvor P (1989), Sloshing frequencies for cylindrical and spherical containers filled to an arbitrary depth, J Fluid Mech 201,243-257.
- [140] Menter F. R, Kuntz M. and Langtry R. "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model" Turbulence, Heat and Mass Transfer 4. 2003.
- [141] Metz, L.D., Dover, M., Fisher, J. McCleary, V. and Shavers, E. (1992) "Comparison of Linear Roll Dynamics Properties for Various Vehicle Configuration". SAE paper 920053.
- [142] Miralbes, R., Castejón, L., Carrera, M. and Valladares, D. (2010) "Response analyses of a two-phase cryogenic tank to longitudinal and lateral accelerations", Int. J. Heavy Vehicle Systems, Vol. 17, Nos. 3/4, pp.237–255.
- [143] Mohammad Biglarbegian, Jean W. Zu. "Tractor-semitrailer model for vehicles carrying liquids" Vehicle System Dynamics. Vol 44, No 11. 871-885. 2006.
- [144] MOPU, Dirección General de Carreteras. "Instrucción de carreteras 5.1-IC. Drenaje"

- [145] N. C. Pal, S. K. Bhattacharyya and P. K. Sinha. "Experimental investigation of slosh dynamics of liquid-filled containers". *Experimental Mechanics* Volume 41, Number 1, 63-69, DOI: 10.1007/BF02323106.
- [146] Nalcez A.G. and J. Genin, ' Dynamic Stability of Heavy Articulated Vehicles', *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 5, no. 4, 1984, pp. 417-426.
- [147] Nalecz, A. G. et al., "An investigation into Dynamic Measure of Vehicle Rollover Propensity," SAE Paper No. 930831.
- [148] NFPA 1901: Standard for Automotive Fire Apparatus, 2009 Edition.
- [149] NFPA 414 Standard for Aircraft Rescue and Fire-Fighting Vehicles 2001 Edition Copyright © 2001, National Fire Protection Association, All Rights Reserved.
- [150] Nichkawde C. Harish P. Ananthkrishnan N.. "Stability analysis of a multibody system model for coupled slosh-vehicle dynamics" *Journal of Sound and Vibration* 275 (2004) 1069–1083.
- [151] Nordstrom, O., and Strandberg, L. 'The dynamic stability of heavy vehicle combinations' *International Conference of vehicle system Dynamics*, Blacksburg, Virginia, Report no. 67A. Statens Vag-och trafikinstitut, Linkoping, 1975.
- [152] O'Hara Steven Robert, "Vehicle path optimization of emergency lane change manoeuvres for vehicle simulation" Master of Science thesis, 2005.
- [153] Okhotsimskii, D. E.: *Theory of the Motion of a Body With Cavities Partially Filled With a Liquid*. NASA TT F-33, 1960.
- [154] OpenCFD, "Derivation, modelling and solution of the conditionally averaged two-phase flow equations". Technical Report No. TR/HGW/02, 2005.
- [155] OpenFOAM® - The Open Source Computational Fluid Dynamics (CFD) Toolbox. OpenCFD, <http://www.openfoam.com/>, 2010.
- [156] Orden de 24 de Abril de 2000, por la que se regula el parte de accidente para el transporte de mercancías peligrosas por carretera, por ferrocarril o por vía navegable
- [157] Pacejka, H.B., Bakker, E., 'The Magic Formula Tyre Model', *Proceedings 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Vehicle System Dynamics*, Volume 21, pp. 1-19, 1993.
- [158] Patrick L. Boyd, "NHTSA's NCAP Rollover Resistance Rating System", *National Highway Traffic Safety Administration*. ESV19. Paper Number 05-0450. 2005.
- [159] Patrom L. S. (1985), Numerical calculation of equivalent moment of inertia for a fluid in a cylindrical container with partitions, *J. Number. Meth. Fluids*

- 5, 25–42.
- [160] Patrom L. S. (1987), Application of the VOF method to the sloshing of a fluid in a partially filled cylindrical container, *J. Number. Meth. Fluids* 7, 535–550.
- [161] Pérez Rojas, Luis. Souto Iglesias, Antonio. González Gutiérrez, Leo. Delorme, Louis. “El futuro enfoque de la hidrodinámica marina”. II Simposio de diseño e ingeniería naval. E.T.S.I. Navales (Universidad Politécnica de Madrid).
- [162] Pilipchuk VN (1985), The calculation of strongly non-linear systems close to vibration impact systems, *Prikl Mat Mekh* 49, 572-578.
- [163] Pilipchuk VN (1996), Analytical Study of vibrating systems with strong non-linearities by employing saw-tooth time transformations, *J Sound Vib* 192, 43-64.
- [164] Pilipchuk VN and Ibrahim RA (1997), The dynamics of a nonlinear system simulating liquid sloshing impact in moving structures, *J Sound Vib* 205(5), 593-615.
- [165] Pilipchuk VN and Ibrahim RI (2000), Dynamics of a two-pendulum model with impact interaction and an elastic support, *Nonlinear Dyn* 21(3), 221-247.
- [166] Pinson LD (1964), Longitudinal Spring Constants for Liquid Propellant Tanks with Ellipsoidal Tanks, NASA TN D-2220 (November).
- [167] Popov G., Sankar S., Sankar T.S. 1993. Dynamics of Liquid Sloshing in Baffled Compartmented Road Containers. *Journals of Fluid and Structures*, 1993, vol. 7, pp. 803-821.
- [168] Popov, G., Sankar, S., and Vatistas, G. H., “Dynamics of Liquid Sloshing in Horizontal Cylindrical Road Containers,” *Proc. Inst. of Mechanical Engineers IMechE. Vol 207, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* pp. 399-406 1993.
- [169] Preston-Thomas, J. and Woodroffe, J.H.F. (1990) ‘A feasibility study of a rollover warning device for heavy trucks’, Technical Report TP 10610E, National Research Council Canada, 1990/09.
- [170] Prof. Keith Berrington, Dr Richard Pitt and Dr Hugh Porteous. (2003) School of Science and Mathematics, Sheffield Hallam University. Transport at work: Rollover of Lorries transporting paper reels. Research Report 098. Prepared by Sheffield Hallam University for the Health and Safety Executive.
- [171] Raju, S Isaac, Influence of Road Roughness and Directional Maneuvers on

- the Dynamic Performance of Heavy Vehicles. M S Thesis. Concordia University. Department of Mechanical Engineering (1998).
- [172] Rakheja, S. “Évaluation de potentiel d'immunité de renversement d'une configuration optimale de réservoir par la conception, la fabrication et l'essai d'un prototype: rapport final”. CONCAVE, Université Concordia, 2006.
- [173] Rakheja, S. and Piché, A. (1990) 'Development of directional stability criteria for an early warning safety device', SAE Paper 902265.
- [174] Rakheja, S., and Ranganathan, R., “Estimation of the Rollover Threshold of Heavy Vehicles Carrying Liquid Cargo: a Simplified Approach,” Heavy Vehicle Systems, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 1, No. 1, 1993.
- [175] Rakheja, S., Sankar, S., and Ranganathan, R., “Influence of Tank Design Factors on the Rollover Threshold of Partially Filled Tank Vehicles,” SAE Technical Paper Series, No.892480. Truck and Bus Meeting and Exposition, Charlotte, North Carolina, November 1989.
- [176] Ranganathan R., Ying Y., Miles J.B. “Development of a mechanical analogy model to predict the dynamic behaviour of liquids in partially filled tank vehicles” SAE Technical Paper Series, No 942307 1994.
- [177] Ranganathan, R, “Development of a roll dynamics model of a liquid tank vehicle” Transactions of the CSME Vol 21 N° 4. 1997.
- [178] Ranganathan, R., Rakheja, S. and Sankar, S., “Influence of Liquid Load Shift on the Dynamic Response of Articulated Tank Vehicles,” Vehicle System Dynamics, 19(4), pp.177-200. 1990.
- [179] Ranganathan, R., Rakheja, S., and Sankar, S., “Kineto-Static Roll Plane Analysis of Articulated Tank Vehicles with Arbitrary Tank Geometry,” Int. J. of Vehicle Design Vol. 10, No. 1, 1989.
- [180] Ranganathan, R., Ying, Y. and Miles, J. B., 1993, “Analysis of Fluid Slosh in Partially Filled Tanks and Their Impact on the Directional Response of Tank Vehicles,” SAE Paper No. 932942.
- [181] Rattayya, Jasti V., “Sloshing of Liquids in Axisymmetric Ellipsoidal Tanks,” AIAA paper No. 65-114, 2nd Aerospace Science Meeting, Jan. 1965.
- [182] Reglamento 107R02 (WP29, 2009c): donde se establecen las condiciones generales para vehículos de las categorías M2 y M3 (es decir, autobuses y autocares).
- [183] Reglamento N° 111 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE) Disposiciones uniformes con respecto a la estabilidad transversal de vehículos cisterna de las categorías N y O.
- [184] Robert W. Goldman, “Development of a Rollover-Warning Device for Road

- Vehicles” A Thesis in Mechanical Engineering. The Pennsylvania State University the Graduate School Department of Mechanical and Nuclear Engineering December 2001.
- [185] Rogers S., W. Zhang, “Development and Evaluation of a Curve Rollover Warning System for Trucks”. DaimlerChrysler Research & Technology North America. 2003 IEEE.
- [186] Romero J. A., Lozano A., Ortiz W “Analysis of lateral sloshing forces within road containers with high fill levels”. JAUTO42. IMechE 2006 Proc. IMechE Vol. 220 Part D: J. Automobile Engineering.
- [187] Romero J. A., Lozano A., Ortiz W. “Modelling of liquid cargo vehicle interaction during turning manoeuvres”. 12th IFToMM World Congress, Besançon (France), June18-21, 2007.
- [188] Romero Navarrete et al “Caracterización Experimental del Oleaje en Tanques”. Publicación Técnica No. 219 Secretaria de Comunicaciones y transportes. Instituto Mexicano del Transporte. ISSN 0188-7297 Sanfandila, Qro, 2003.
- [189] Ruhl, R.L. and Ruhl, R.A. (1997) 'Prediction of steady state roll threshold for loaded flat-bed trailers, theory and calculation', SAE Paper 973261.
- [190] Rules for Assessment of Potential PBS Vehicles: Discussion Paper. Report Prepared by: Pearson's Transport Resource Centre Pty Ltd. Mechanical System Dynamics Pty Ltd ISBN: 1 877093 91 2.
- [191] Rumold R. “Modelling and simulation of vehicles carrying liquid cargo”. Multibody System Dynamics N° 5. Page. 351-374, 2004.
- [192] Rusche H, "Computational fluid dynamics of dispersed two-phase flow at high-phase fractions". PhD Thesis, Imperial College of Science, Technology and Medicine, London, 2002.
- [193] Russo M.; Russo R.; Volpe A. “Car Parameters Identification by Handling Manoeuvres”. Vehicle System Dynamics, Volume 34, Number 6, December 2000, pp. 423-436(14).
- [194] SAE 2179. SAE J2179 A Test for Evaluating the Rearward Amplification of Multi-Articulated Vehicles.
- [195] SAE, "Lateral Transient Response Test Methods - Open Loop Test Method", ISO Technical Report 7401, 2003.
- [196] Salem Mohamed I. (2000) Rollover stability of partially filled heavy duty elliptical tankers using pendulums to simulate fluid sloshing. West Virginia University Department of Mechanical and Aerospace Engineering.
- [197] Salem, M.I., Mucino, V.H., Saunders, E., Gautam, M. and Lozano-Guzman,

- A. (2009) "Lateral sloshing in partially filled elliptical tanker trucks using a trammel pendulum", *Int. J. Heavy Vehicle Systems*, Vol. 16, Nos. 1/2, pp. 207–224.
- [198] Sampson, D.J.M Cebon, D. "An Investigation of Roll Control System Design for Articulated Heavy Vehicles". AVEC 1998. <http://wwwmech.eng.cam.ac.uk/trg/publications/safety.html>.
- [199] Sanchez E., Ricalde L., Langari R., Shahmirzadi D., "Recurrent neural control for rollover prevention on heavy vehicles". IEEE 2004.
- [200] Sankar, S., Sankar, T. S., and Popov, G., "Dynamics of Liquid Sloshing in Elliptical Road Containers," CSME, 1992.
- [201] Sayad EI, Hanna SN, and Ibrahim RA (1999), Parametric excitation of nonlinear elastic systems involving hydrodynamic sloshing impact, *Nonlinear Dyn* 18(1),25-50.
- [202] Schwer Leonard E. Validation metrics for response histories: perspectives and case studies. *Engineering with Computers* (2007) 23:295–309 DOI 10.1007/s00366-007-0070-1.
- [203] Segers J. "Analysis Techniques for Race car Data Acquisition" SAE 2008
- [204] Seyyed M. Hasheminejad, Mustafa Aghabeigi. "Liquid sloshing in half-full horizontal elliptical tanks". *Journal of Sound and Vibration* 324 (2009) 332–349.
- [205] Shahrouz Aliabadi, Andrew Johnson, Jalal Abedi, 2001. Comparison of finite element and pendulum models for simulation of sloshing. *Computers & fluids*. 2003, Vol. 32, No4, pap.535-545.
- [206] Shuichi Takano et al "Analysis of Large vehicle Dynamics for Improving Roll Stability". *Vehicle System Dynamics*. 41 pp. 73-82. 2004.
- [207] Slibar A., Troger H. "The steady state behaviour of tank trailer system carrying rigid or liquid cargo" VSD_IUTAM Symposium on Dynamics of Vehicles on roads and tracks. Vienna 1977.
- [208] Solaas, F. and Faltinsen, O. M., "Combined Numerical and Analytical Solution for Sloshing in Two dimensional Tanks of General Shape", *Journal of Ship Research*, Vol. 41, No. 2, June 1997.
- [209] Southcombe E.J., Ruhl R.L. and Kuznetsov E. (2000) "Fluid load analysis within the static roll model". SAE PAPER 2000-01-3476.
- [210] Souto Iglesias, A., Pérez Rojas, L., Zamora Rodríguez, R., "Simulation of anti-roll tanks and sloshing type problems with smoothed particle hydrodynamics", *Ocean Engineering*, Volume 31, Issues 8-9, June 2004, Pages 1169-1192.

- [211] Sprague MA, Geers TL (2003) Spectral elements and field separation for an acoustic fluid subject to cavitation. *J Comput Phys* 184:149–162.
- [212] Stone, Edwin. Cebon, David. “A Preliminary Investigation of Semi-active Roll Control”. Cambridge University Engineering Department.
- [213] Strandberg, L, “Lateral Stability of Road Tankers”, VTI Report No 138 A, Sweden, Vol 1, (1978).
- [214] Su TC and Kang SY (1984), Analysis of liquid impact of moving containers, *Dev. Appl Mech*, vol112.
- [215] Su TC and Kang SY (1984b), Numerical Simulation of Liquid Sloshing, *Eng Mech* in “Civil Eng, AP Boresi and KP Chong (eds), ASCE vol. 2, 1069-1072.
- [216] Su TC and Kang SY (1986), Analysis and testing of the large amplitude liquid sloshing in rectangular containers, *Seismic Eng for Piping Systems, Tanks and Power Plant Equipment*, Vol 108, ASME, 149-154.
- [217] Su TC and Wang y (1989), Numerical simulation of three-dimensional large amplitude liquid sloshing in rectangular containers subjected in vertical excitation, *Sloshing and Fluid Structure Vibration*, ASME Pres.
- [218] Su TC, Lou YK, Flipse JE, and Bridges T (1982), A Numerical Analysis of Large Amplitude Liquid Sloshing in Baffled Containers, Report MA-RD-940-82046, US DoT, Maritime Administration, March 1982, 290 pages.
- [219] Sumner IE (1964), Experimental Investigation of Slosh Suppression Effectiveness of Annular Ring Baffles in Spherical Tanks, NASA TN D-2519.
- [220] Sumner IE (1965), Experimentally Determined Pendulum Analogy of Liquid Sloshing in Spherical and Oblate-Spheroidal Tanks, NASA TN D 2737.
- [221] Sun, L.M., Fujino, Y., Paceno, B. Chaiseri, P. (1995), “The properties of Tuned Liquid Dampers using TMD analogy” *Earthquake Eng and Struc.Dynamics*, 24, 967-976.
- [222] Sweatman P., Ramsay E., Lambert J. and Prem H. “Performance Based Standards for Heavy Vehicles in Australia: Field of Performance Measures” Report Prepared by Roaduser International Pty Ltd & ARRB Transport Research. ISBN: 0 642 54450 6. 1999.
- [223] T.D. Gillespie, R.D. Ervin. “Comparative study of vehicle roll stability” Final Report Contract No FH-11-9577 Phase V. UMTRI, May 1983.
- [224] Technical specifications, Common technical specifications National commission for airport safety equipment’s. Reference: 004/2005, Version: V2R5 date 13/07/2006, Author: Jean Luc Thirion. ARFFS fire fighting

- vehicles. Reference: 004/2005, Version: V2R5 date 13/07/2006. Ministère de l'Intérieur et Ministère de l'Ecologie du Développement et de l'Aménagement Durable.
- [225] The MathWorks Inc., Natick, MA, 2010.
- [226] Trent, V. Greene, M. "A genetic algorithm predictor for vehicular rollover" IECON 02 [Industrial Electronics Society, IEEE 2002 28th Annual Conference] Publication Date: 5-8 Nov. 2002 Volume: 3, pp. 1752- 1756 vol.3.
- [227] TruckSim User Manual Version 5. Mechanical Simulation Corporation, Ann Arbor, MI,. 1996-2009.
- [228] Unruh JF, Kana DD, Dodge FT and Fey TA (1986), Digital data analysis techniques for extraction of slosh parameters, J Spacecraft Rockets 23 (3,4) 171-177.
- [229] Vehicle Inspectorate Operations Manual. Section 4. Public Service Vehicle Certification. 4.5.3.4.2. Test procedure. Stability report PSV 412.
- [230] Voss K., Brauer Burchardt Ch. Rectificación monocular de imágenes. Computación y Sistemas Vol 4. No 3. 2001.
- [231] Wendel G. R., S. T. Green, R. C. Burkey. "Coupled simulation of vehicle dynamics and tank slosh, phase 1 Report Testing and validation of tank slosh analysis" US ARMY TACOM. TFLRF NO364. 2002.
- [232] Werner PW and Coldwell JT (1961), Experimental Evaluation of Analytical Models for the Inertias and Natural Frequencies of Fuel Sloshing in a Circular Cylindrical Tanks, NASA TN D-865.
- [233] Widelund, A. (2000) Commercial vehicle rollover. Measurement, Calculation and Validation. ISRN KTH/FKT/EX--00/51--SE. Department of Vehicle Engineering, KTH.
- [234] Winkler C.B., Fancher P.S., MacAdam C.C. "Parametric analysis of heavy duty truck. Dynamic Stability. Vol 1" US Department of transportation. NHTSA 1983 DOT HS 806-411
- [235] Winkler, C.B., Blower, D., Ervin, R.D. and Chalasani, R.M. (2000) 'Rollover of heavy commercial vehicles', SAE Research Report, ISBN 0-7680-0626-0.
- [236] Wu, Alan, Wu, Yui. Diseño robusto utilizando los métodos Taguchi. Editorial: Díaz de Santos ISBN: 978-84-7978-305-1. 1997.
- [237] Yalla S. K., 2001, Liquid dampers for mitigations of structural response. Theoretical development and experimental validation. PhD Thesis. Department of civil Engineering and Geological Sciences. Notre Dame

- Indiana.
- [238] Yalla, S. K. and Kareem, A. (1999) “Modeling of TLDs as Sloshing-Slamming Dampers,” Wind Engineering into the 21st century: Proc.10th Int. Conf.on Wind Eng., Copenhagen, Balkema Press, 1569-1575.
 - [239] Yan G., S. Rakheja, and K. Siddiqui, "Experimental Study of Liquid Slosh Dynamics in a Partially-Filled Tank" J. Fluids Eng. -- July 2009 -- Volume 131, Issue 7, 071303 (14 pages) doi:10.1115/1.3059585.
 - [240] Yan, G., Siddiqui, K, Rakheja, S. and Modaresi, K. (2005) ‘Transient fluid slosh and its effect on the rollover-threshold analysis of partially filled conical and circular tank trucks’, Int. J. Heavy Vehicle Systems, Vol. 12, No. 4, pp. 323–343.
 - [241] Yan, G.R., Rakheja, S. and Siddiqui, K. (2010) "Analysis of transient fluid slosh in partly-filled tanks with and without baffles: Part 1 – model validation", Int. J. Heavy Vehicle Systems, Vol. 17, Nos. 3/4, pp. 359–379.
 - [242] Yeh and Birk AM (1994), Fluid pressure in partially liquid filled horizontal cylindrical vessels undergoing impact acceleration, J Pressure Vessel Tech 116,449-459.
 - [243] Ying, Y., Miles, J.B., and Ranganathan, R., “Development of a Mechanical Analogy Model to Predict the Dynamic Behaviour of Liquids in Partially Filled Tank Vehicles,” SAE Technical Paper Series, No. 972307, 1997.
 - [244] Yiqiang Penga, Xiaobo Yangb, Comparison of various double-lane change manoeuvre specifications. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. Volume 50, Issue 7, 2012.
 - [245] Yu, J., Wakahara, T. and Reed, D.A. (1999), “A Non-linear Numerical Model of the Tuned Liquid Damper,” Earthquake Eng. and Structural Dynamics, 28,671-686.
 - [246] Zhanqi, W., Rakheja, S., and Cunzhen, S., “Influence of Partition Location on the Braking Performance of a Partially-Filled Tank Truck,” SAE Technical Paper Series, No. 952639, 1995.
 - [247] Ziarani, M. M., Richard, M. J. and Rakheja, S. (2004) ‘Optimisation of liquid tank geometry for enhancement of static roll stability of partially-filled tank vehicles’, Heavy Vehicle Systems, A Series of the Int. J. of Vehicle Design, Vol. 11, No. 2, pp. 155–173.

13 ANEXOS

Se han incluido en este anexo los siguientes apartados, pero dada su extensión se adjuntan en el CD anexo a la presente tesis.

ANEXO 1. Análisis de las características del parque de vehículos cisterna en España.

ANEXO 2. Análisis accidentológico de las bases de DGT y del Ministerio de Fomento

ANEXO 3. Programa de obtención de la trayectoria del centro de gravedad del fluido mediante el tratamiento digital de las imágenes del video del ensayo.

ANEXO 4. Rutinas de estimación de los parámetros de la analogía mecánica en base a los datos experimentales.

ANEXO 5. Rutinas de cálculo de las métricas de validación.

ANEXO 6. Rutinas de cálculo del amortiguamiento basadas en la ecuación de la envolvente de los picos de la respuesta libre.

ANEXO 7. Rutina de ajuste de modelos de regresión logística aplicados a la determinación del umbral de vuelco en los ensayos dinámicos sobre un vehículo cisterna.

ANEXO 8. Resultados experimentales de los ensayos con maquetas a escala.

ANEXO 9. Resultados experimentales de los ensayos dinámicos sobre vehículo.